Nr. 11. Warszawa, 25 listopada 1929 r. Rok VII.

# TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

*Redaktor:* Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

*Wydawca:* Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Warszawa, Chmielna 2, m. 6. Tel. 275-45.

GODZINY BIUROWE: Redakcji—piątki, od 18 do 20, Administracji—codziennie, od 10 do 15.



Inż. ROMAN BIEDRZYCKI i Inż. WŁADYSŁAW PAC.

## UWAGI W SPRAWIE PROJEKTU NORM ODBIORCZYCH TURBIN i MASZYN PAROWYCH.

(por. *Technika Cieplna* 1929, str. 179)

II

W poprzedniej notatce, zamieszczonej w Nr. 10 Techniki Cieplnej, omówiliśmy sprawę odbioru turbin czysto kondensacyjnych.

Ten rodzaj turbin przedstawia przy odbiorach najmniej kłopotu. Pomiary same są tu stosunkowo łatwe, szczególniej, gdy odbiorowi podlegają objekty o mniejszej mocy. Poza precyzyjnemi przyrządami elektrycznemi, operuje się tu najprostszemi instrumentami pomiarowemi, jak termometry, manometry i t. p., których wskazania mają bezpośrednią i niezaprzeczalną wartość, a jedyny warunek, jakiemu muszą one odpowiadać, jest ten, aby były dokładne i prawidłowo zbudowane. Zużycie pary określamy tutaj też drogą najprostszą i bezsporną, zapomocą mierzenia kondensatu, do czego możemy użyć przysposobione na miejscu zbiorniki, których wymierzanie z dostateczną dokładnością uskutecznia się przed początkiem pomiarów.

Sprawa przeliczeń nasuwa obecnie jeszcze pewne trudności, które powstają, jak mówiliśmy w poprzedniej notatce, wskutek różnych poglądów oraz, co najważniejsze, niejasno lub niekompletnie ułożonych umów, dających możność dostawcy komentowania ich w sposób dla siebie najwygodniejszy.

Niewątpliwie jednak unormowanie sposobu przeliczeń i zwrócenie większej uwagi na właściwe układanie umów położą kres wysuwanym dotychczas wątpliwościom, i wówczas przeliczenia przy odbiorze turbin kondensacyjnych nie będą przedstawiać trudności.

Więcej natomiast kłopotów przyczyniają odbiory turbin, których para odlotowa nie kondensuje się całkowicie, ale bądź częściowo, bądź w całej ilości używana jest dalej na cele uboczne.

Do takich należą:

1) turbiny przeciwprężne,

2) turbiny kondensasyjue, pracujące z pobieraniem pary,

3) turbiny przeciwprężne, pracujące z pobieraniem pary.

Tu już i same pomiary są trudniejsze do przeprowadzenia. Określanie ilości zużytej pary musi się tu odbywać oczywiście inaczej, niż w turbinach kondensacyjnych. Zdawałoby się, że najściślej można ustalić tę wielkość zapomocą mierzenia ilości mody, użytej na zasilenie kotłów, przy ewentualnem mierzeniu skroplin w skraplaczu (do turbin kondensacyjnych z pobieraniem pary).

Jednak zastosowanie takiego sposobu przedłużyłoby znacznie każdy pomiar: ponieważ zaś w ciągu całego pomiaru obciążenie turbiny i ilość pobieranej pary mogą się conajwyżej wahać w dość wąskich granicach, co w pracującym zakładzie przemysłowym szczególnie w ciągu dłuższego czasu rzadko się daje utrzymać — wiele z tych pomiarów nie udałoby się i trzeba by

było je powtarzać. Jeżeli zaś sobie uprzytomnimy, że każdy odbiór składa się z kilku, a nieraz kilkunastu oddzielnych pomiarów, to łatwo sobie wyobrazić, jak bardzo uciążliwe i niezmiernie kosztowne byłyby takie próby odbiorcze. Przytem sposób mierzenia wody, zasilającej kotły, nie daje cyfr dokładnych dla zużycia pary i literatura wykazuje znaczne nieraz rozbieżności między ilością, uzyskaną drogą mierzenia wody zasilającej, a ilością np. skroplin w turbinach czysto kondensacyjnych.

To też w praktyce odbiorów zaniechano określania zużycia pary drogą mierzenia wody zasilającej. Pozostaje tedy inna droga: mierzenie ilości pary bądź wlotowej bądź pobieranej przy pomocy paromierzy. Spotykane jednak w handlu paromierze nie nadają się do dokładnych pomiarów. Służą one względnie dobrze swemu celowi, jeżeli chodzi o ogólną orjentację, potrzebną dla kontroli ruchu, nie mogą być jednak użyte przy spornych zwykle pomiarach odbiorczych.

Polski projekt norm odbiorczych również jakno rmy niemieckie, przy określaniu zużycia pary zapomocą paromierzy, dopuszcza 5% tolerancję.

Tak wielka swoboda w operowaniu wskazaniami paromierza jest nieco rażąca w porównaniu z laboratoryjną niemal ścisłością, cechującą wszystkie pomiary w czasie badań odbiorczych.

Ta znaczna tolerancja wspólnie z wieloma korekturami na temperaturę, na ciśnienie, na próżnię, z których każda znów zawiera pewne tolerancje, podważają tę początkową ścisłość do tego stopnia, iż wysuwają możliwość usprawiedliwiania tak znacznych odchyleń od cyfr gwarancyjnych, że mogłoby to wzbudzić pytanie co do celowości kosztownych i mozolnych prób odbiorczych. Tak więc całe zagadnienie o zastosowaniu paromierzy łączy się tu ściśle ze sprawą odbioru turbin i wymaga swego rozwiązania; dotąd bowiem za problematyczną będzie można uważać celowość przeprowadzenia badań odbiorczych turbin, pracujących bądź z przeciwprężnością, bądź z pobieraniem pary.

Można inną jeszcze drogą dojść do sprawdzenia cyfr, gwarantowanych przez dostawcę: posiadając bowiem gwarantowane zużycie pary w pewnych określonych warunkach, można ustalić, jaka stąd wynika gwarantowana termodynamiczna sprawność turbiny. Posiłkujemy się tu wzorem:

$$G\ kg/kWh = \frac{860}{(i_1 - i_2)\ \text{adj.}\ \eta_i\ \eta_m\ \eta_{gen}}$$

$$\text{skąd}\ \eta_i = \frac{860}{G\ (i_1 - i_2)\ \text{adj.}\ \eta_m\ \eta_{gen}}$$

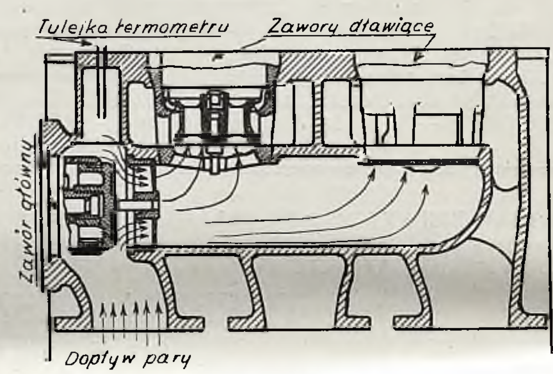
Zużycie pary $G$ oraz $\eta_{gen}$ mamy podane przez dostawcę, zaś $\eta_m$ jest zadawane z pewnem przybliżeniem oraz w przypuszczeniu, że straty mechaniczne nie zależą od obciążenia, czyli absolutna ich wielkość jest stała.

Adjabatyczny spadek cieplika ( $i_1 - i_2$ ) adj, możemy również określić, posiadając od dostawcy ciśnienie i temperaturę pary wlotowej i odlotowej dla warunków, odpowiadających gwarancji. Możemy więc z tego wzoru określić gwarantowane $\eta_i$. Notując teraz w czasie pomiarów ciśnienie i temperaturę pary wlotowej i odlotowej, określamy stąd rzeczywisty spadek cieplika ( $i_1 - i_2$ ) rzecz., jak również i adjabatyczny spadek cieplika ($i_1 - i_2$ ) adj.

Korzystając z wzoru $\frac{(i_1 - i_2)\ \text{rzecz.}}{(i_1 - i_2)\ \text{adj.}}$ znajdujemy stąd $\eta_i$, odpowiadające warunkom pomiaru, które możemy porównać z uprzednio obliczonem $\eta_i$ gwarantowanem.

Jak widzimy, dla uskutecznienia tych obliczeń należy przeprowadzić pomiary ciśnienia i temperatury pary przed i za turbiną.

O ile mierzenie ciśnień z pewną dokładnością jest dostatecznie możliwe, o tyle sposób określania temperatury pary w praktyce musi




Rys. 1.

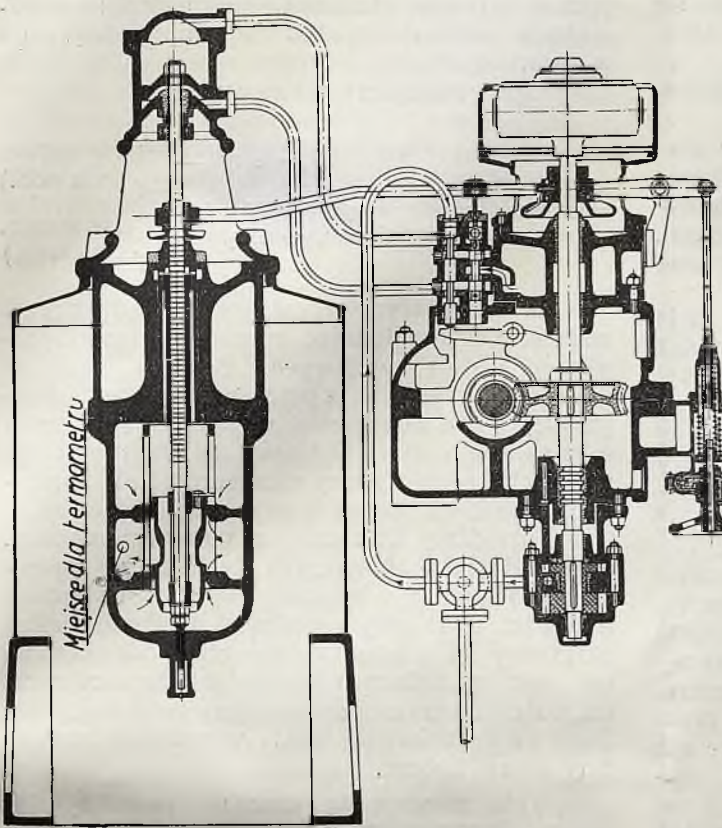
wzbudzać często wątpliwości. Nie chodzi nam tu o niedokładność samego termometru lub stosowanie poprawek na wystający słupek rtęci. Te sprawy są unormowane i sposób przeliczania ustalony, Interesuje nas pytanie, o ile określona przez pomiar np. temperatura wlotowej pary jest zgodna z rzeczywistością. Okazuje się, iż różnice bywają niekiedy znaczne, a to wskutek niewłaściwego przedewszystkiem umieszczenia przez dostawcę tulejki na termometr pomiarowy.

Tulejki te, zakładane przez dostawcę przy montażu turbiny, umieszczane są często w kadłubie nieizolowanym, lokowane w miejscach niezupełnie właściwych, przytem czasami osadzane poziomo. Termometr, pogrążony w tak niewłaściwie umieszczoną tulejkę, daje wskazania niższe, niż rzeczywista temperatura przepływającej pary.

Jest to nawet na rękę dostawcy, bowiem jeżeli określona w czasie prób temperatura pary wlotowej jest niższa od podanej w gwarancji, to na każde 5 — 7° odchylenia temperatury otrzymane rezultaty zużycia pary należy zmienić o 1% na korzyść dostawcy. Jasne jest tedy, że dostawca nie jest zainteresowany w wykazywaniu wysokiej temperatury pary wlotowej, Tego rodzaju pomiary wprowadziły niejednego w błąd.

Dla przykładu załączamy tu rysunek komory regulacyjnej, stosowany przez jedną z wytwórni turbin parowych (rys. 1).

Tulejka dla termometru pomiarowego osadzona jest tu wprawdzie pionowo, umieszczona jest jednak w przestrzeni martwej, niedostatecznie omywanej prądem pary wlotowej. Ponadto




Rys. 2a.

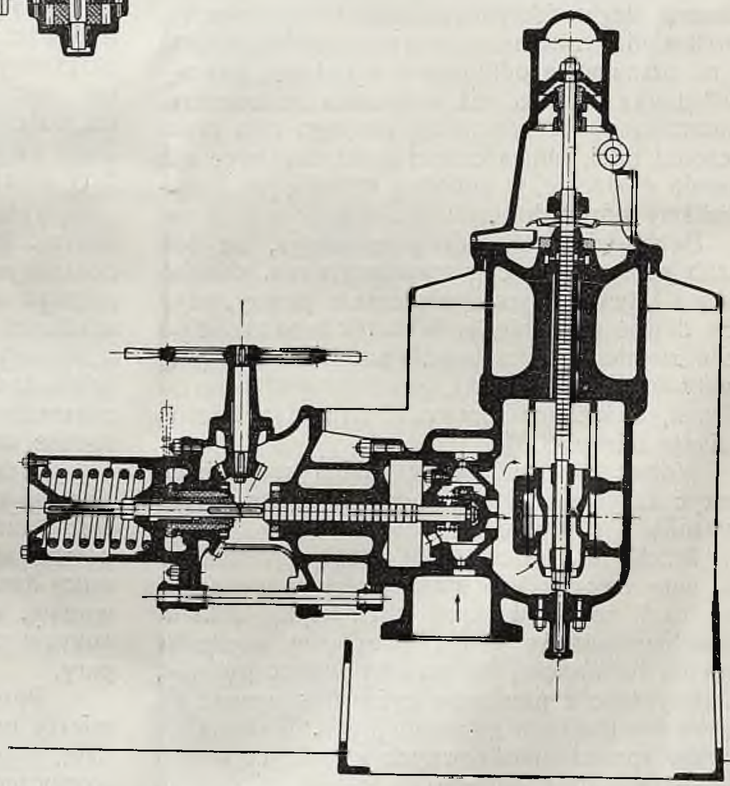
znajduje się ona pod wpływem promieniowania sąsiednich ścian kadłuba, co gorsza, nieizolowanych.

Więcej jeszcze odbiegają od prawdy wskazania termometru, gdy umieszcza się go w samym wentylu między obydwoma siodłami zaworu (*rys.* 2), sama zaś tulejka osadzona bywa czasem poziomo, co nie daje możności napełniania jej końca materjałem, ułatwiającym przewodnictwo ciepła między parą, a słupkiem rtęci termometru.

Podczas badań odbiorczych pewnej turbiny o większej mocy została zakwestjonowana prawidłowość wskazań tak umieszczonego termometru, i na żądanie odbiorcy został wstawiony dodatkowy termometr, który umieszczono na przewodzie bezpośrednio przed zaworem. Podczas pomiarów notowano wskazania jak termometru umieszczonego na przewodzie, tak i termometru znajdującego się w przeznaczonej dla niego tulejce między siodłami zaworu; okazało się, że przy dużych obciążeniach, a więc przy zapełnieniu potokiem pary całej komory regulacyjnej, różnice tych wskazań wyniosły ok. 3°, zaś przy małych obciążeniach termometr, ustawiony na przewodzie przed wentylem wskazywał nawet o 9° wyższą temperaturę, niż termometr w tulejce.

Dlatego słusznem jest stawiane w niektórych państwach przy odbiorach żądanie, aby temperatura pary wlotowej mierzona była na dobrze izolowanym prostym przewodzie przed zaworem, gdzie umieszczona pionowo tulejka winna dochodzić aż do środka przewodu.

Powracając do omawianego wyżej sposobu sprawdzania gwarantowanej sprawności termodynamicznej zapomocą pomiarów rzeczywistych temperatur i ciśnień, należy zaznaczyć, że różnica kilku stopni w oznaczeniu temperatury pary może nie mieć decydującego znaczenia przy odbiorze



Rys. 2b.

turbiny ze znacznym spadkiem cieplika (np. w turbinach czysto kondensacyjnych); gdy jednak chodzi o turbiny z małym spadkiem cieplika, jak turbiny przeciwprężne lub turbiny z po-

bieraniem pary, nieznaczny błąd w określeniu temperatury pary może się odbić bardzo dotkliwie na ostatecznych wynikach obliczeń, przeprowadzonych w ten sposób.

Z temi samemi zastrzeżeniami trzeba się odnieść do mierzenia temperatury pary odlotowej.

Przytoczymy tu dla przykładu wyniki jednego z naszych badań:

Dla pary wlotowej prężność = 8,5 ata., emperatura 250° C. Dla pary wylotowej prężność = 4,5 ata, temperatura = 215° C. W tych warunkach spadek adjabatyczny cieplika = 33 ciepł., zaś rzeczywisty — 14 ciepł. Sprawność termodynamiczna = 0,425.

Gdyby temperatura pary odlotowej była wyższa o 5°, t. j. wynosiła 220° C, to spadek adjabatyczny cieplika pozostałby niezmieniony, zaś spadek rzeczywisty wynosiłby 11,5 ciepł. Sprawność termodynamiczna wyniosłaby wtedy 0,348, czyli przy podwyższeniu temperatury pary odlotowej o 5° sprawność termodynamiczna zmieniłaby się o 0,425 — 0,348 = 0,077, co na 1° zmiany temperatury wynosi średnio aż 3,6%.

Przeprowadzane przez nas badania z innemi turbinami tejże fabryki budującej wykazywały, że wskazania termometru, ustawionego bezpośrednio na przewodzie odlotowym z turbiny, bywały o 20° nieraz wyższe, niż wskazania termometru, umieszczonego w specjalnie do tego celu przeznaczonej tulei, umieszczonej przez dostawcę nie zupełnie właściwie, w podobny sposób, jak wskazywaliśmy poprzednio.

Dochodzimy więc do przekonania, że ten sposób sprawdzania cyfr gwarancyjnych, chociaż prosty i łatwy, nie jest dostatecznie pewny, gdyż może dawać duże błędy. Wskutek tego uznać go trzeba za niedopuszczalny dla pomiarów ścisłych; bywały bowiem wypadki, gdy doprowadzał on do obliczeń, z których sprawność termodynamiczna wynikała blizko 100%.

Wobec tego należy w takich wypadkach mierzyć zużycie pary zapomocą paromierzy, zaopatrzonych w dyszę.

Jeżeli już tą czy inną drogą określiliśmy ilość pary rzeczywiście przepływającej przez turbinę, jeżeli już z większą lub mniejszą dokładnością uzyskaliśmy drogą pomiarów wielkości ciśnień i temperatur, to stajemy wobec pytania, jak otrzymane z pomiarów cyfry dostosować do danych w warunkach gwarancyjnych. Wyłania się tu znów sprawa nieodzownych w praktyce wahań w obciążeniach i związanych z tem tolerancyj.

To, co mówiliśmy w poprzedniej notatce w stosunku do turbin czysto kondensacyjnych, powinno naszem zdaniem, dotyczyć również turbin przeciwprężnych i turbin z pobieraniem pary. Zatem wahania obciążeń w granicach 5% nie powinny wymagać jakichkolwiek poprawek w cyfrach zużycia pary. Dopiero gdy wahania obciążeń przekraczają te granice, należałoby wprowadzać poprawki, uwzględniając jednak tylko odchylenia od tych 5-cio procentowych wahań.

Przeliczenie zużycia pary na warunki gwarancyjne, w uwzględnieniu różnic między rzeczywistemi, a podawanemi w ofercie ciśnieniami i temperaturami, należałoby, naszem zdaniem, opierać tylko na stosunku spadku cieplika w warunkach próby do spadku cieplika, podawanego w gwarancjach.

Operowalibyśmy takim wzorem:

$$G\,\text{rzecz.}\,x = G\,\text{zmierz.}\;\frac{(i_1 - i_2)\eta i - \dfrac{Ac^2}{2g}\ \text{(w warunkach odb.)}}{(i_1 - i_2)\eta i - \dfrac{Ac^2}{2g}\ \text{(w warun. gwaran.)}}$$

W powyższym wzorze możnaby jednak przeważnie nie uwzględniać sprawności termodynamicznej i strat wylotowych. Bowiem mamy tu zawsze do czynienia z pracą w sferze pary przegrzanej, gdzie odchylenia w sprawności termodynamicznej i straty wylotowe dla turbin przeciwprężnych są najczęściej nieznaczne i dla uproszczenia obliczeń można je przeważnie pominąć.

Przejdźmy do turbin z pobieraniem pary. Przy badaniach odbiorczych tych turbin przeliczenia i pomiary jeszcze większe nastręczają trudności. Ilość pary uchodzącej do kondensatora określamy tu wprost drogą mierzenia skroplin, tak, jak w turbinach czysto kondensacyjnych; trudności natomiast powstają przy określaniu bądź ilości pary pobieranej bądź całkowitego zużycia pary przez turbinę.

Tutaj musimy się uciec do pomocy paromierzy. Paromierzem, jako przyrządem niezbyt dokładnym, prawidłowiej byłoby, naszem zdaniem, mierzyć ilości pobieranej pary, jako mniejszej wielkości w stosunku do całkowitej ilości pary wlotowej. Do tak uzyskanej cyfry pary należy tylko dodać ilość pary odlotowej, uzyskaną drogą mierzenia kondensatu, a otrzymana suma wyrazi ogólne zużycie pary przez turbinę.

Niekiedy jednak dostawca lub odbiorca żąda, aby dla całkowitego zużycia pary miarodajna była cyfra, uzyskana zapomocą paromierza na parze dolotowej. Wówczas uciekamy się często do pomocy dwuch paromierzy z których jeden na przewodzie, doprowadzającym parę, mierzy ogólne zużycie pary, drugi zaś podaje ilości pobieranej pary.

Ponieważ wówczas wskazania obu paromierzy nie zawsze będą ze sobą w zupełnej zgodzie, koniecznem jest w tym wypadku, aby przed rozpoczęciem badań odbiorczych, obie strony wspólnie zadecydowały, notowania którego paromierza w razie sprzeczności wskazań będą uznane za miarodajne.

Również przed próbą musi być wyjaśnione, czy dostawca dla wskazań paromierza żąda uwzględniania 5% tolerancji; w tym wypadku przy ustalaniu w czasie pomiaru ilości pobieranej pary należy odrazu odrzucać 5% od cyfry, wskazywanej przez paromierz, ustawiony na pobieraniu pary, czyli ustawiać wprost turbinę na pobiera-

nie o 5% wyższe (według wskazań paromierzu), niż podane w umowie. Innemi słowy do wzoru obliczeniowego paromierza wprowadzałoby się spółczynnik 0,95, niezależnie od spółczynnika, ustalonego przy cechowaniu dyszy paromierza.

Niesłusznem bowiem jest żądanie, stawiane przez jedną z największych wytwórni turbin parowych, aby uzyskane w czasie pomiarów ilości pobieranej pary zmniejszać o 5% i w ten sposób przeliczać zużycie pary na 1 *kWh*; zaś tak otrzymane cyfry zużycia pary przyrównywać do cyfr gwarantowanych, odniesionych do rzeczywiście zmierzonej, a nie zmniejszonej o 5%, ilości pobieranej pary.

Jak niesłuszne jest takie postępowanie, wyjaśnimy na przykładzie

Obciążenie odbieranej turbiny = 4000 *kW*, paromierz, ustawiony na pobieraniu, wykazuje 20000 *kg/h* pary pobieranej. Ilość skroplin wynosi 2000 *kg/h*. Zatem całkowite zużycie pary przez turbinę stanowi 20000 + 2000 = 22000 *kg/h* czyli 5,5 *kg/kWh*.

Dostawca żąda 5% tolerancji dla wskazań paromierza, t. j. uważa, że na pobieranie idzie nie 20000 *kg/h* pary, lecz 20000 — 0,05.20000 = = 19000 *kg*. Zużycie pary wynosiłoby wtedy 19000 + 2000 = 21000 *kg/h*, czyli nie 5,5, jak poprzednio, lecz tylko 5,25 *kg/kWh*.

Dostawca żąda teraz, aby tę ostatnią cyfrę porównywać z gwarantowanem zużyciem pary przy pobieraniu nie 19000 *kg/h*, lecz 20000 *kg/h*. W tym ostatnim wypadku cyfra gwarantowana przez dostawcę, wynosi 5,3 *kg/h*, a więc gwarancja byłaby dotrzymana. Gdyby zaś przyjąć, jak należy, gwarantowane zużycie pary dla pobierania 19000 *kg/h*, to ponieważ w tym wypadku gwarancja dostawcy wynosi tylko zużycie 5,1 *kg/kWh*, otrzymalibyśmy przekroczenie gwarancji o różnicę 5,25 — 5,1 = 0,15 *kgk/Wh*, czyli o około 3%.

Rozważmy teraz, jak przy badaniach odbiorczych turbin z pobieraniem pary radzić sobie z przeliczeniem na warunki gwarancyjne cyfr uzyskanych z pomiarów. Ogólną ilość przepływającej przez turbinę pary możemy rozdzielić na dwa potoki: para, pobierana z turbiny i para, płynąca aż do skraplacza. Ogólne więc zużycie pary przez turpinę możemy wzrazić sumą: $G$ całk. = $G$ pobier. + $G$ kondens.

Ilość pary, idąca do kondensatora $G_{kond}$ możemy przeliczyć na warunki gwarancyjne w ten sam sposób jak dla turbiny kondensacyjnej, t. j. według poprzedniej naszejnotatki

$$G_{\substack{Kond.\\rzecz.}} = G_{\substack{Kond.\\zmierz.}} \frac{(i_1 - i_2)\,\eta t - \dfrac{Ac^2}{2g} \text{ (w war. odb.)}}{(i_1 - i_2)\,\eta t - \dfrac{Ac^2}{2g} \text{ (w war. gwar.)}}$$

Również ilość pary pobieranej z turbiny na cele fabrykacyjne, możnaby było przeliczyć według wyżej wskazanych metod, uważając część turbiny przed pobieraniem pary za turbinę przeciwprężną.

Wówczas

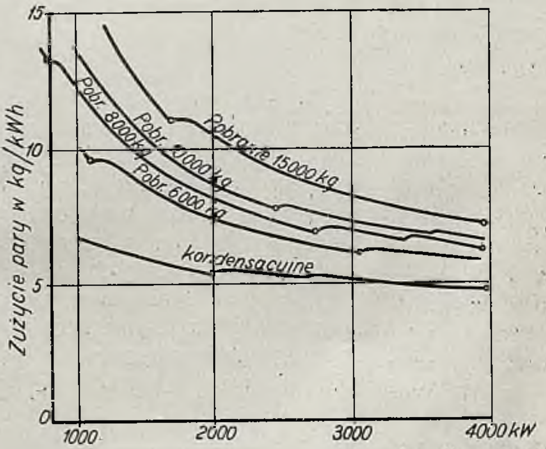
$$G_{\substack{pobier.\\rzecz.}} = G_{\substack{pobr.\\zmierz.}} \frac{(i_1 - i_2) \text{ (w warunk. odbior.)}}{(i_1 - i_2) \text{ (w warunk. gwar).}}$$

Idąc tą drogą, uporalibyśmy się z korekturami ze względu na odchylenia temperatur i ciśnień od warunków gwarancyjnych. Jednak tak uzyskanych wyników nie możemy jeszcze przyrównywać do cyfr gwarantowanego zużycia pary.

Jak dotychczas, dla turbin z pobieraniem pary dostawca korzysta zwykle z jednego z niżej podanych sposobów podawania gwarancji.

Pierwszy sposób polega na tem, że dostawca przed odbiorem turbiny podaje wykres z szeregiem krzywych, gdzie na osi odciętych odłożone są obciążenia w *kW*, zaś na osi rzędnych— zużycie pary w *kg/kWh*. Poszczególne krzywe wskazują cyfry gwarantowanego zużycia pary przy różnych ilościach pary pobieranej.

Załączony *rys. 3* przedstawia dla przykładu taki wykres.




Rys. 3.

Drugi sposób polega na tem, że dla pewnych określonych obciążeń i dla pewnych określonych ilości pobieranej pary dostawca podaje pewne gwarantowane ilości pary dolotowej do turbiny. Nie mamy tu więc ciągłych krzywych, lecz tylko pewne oderwane ich punkty. Lecz i ten sposób sprowadza się do gwarantowania pewnego zużycia pary przy określonych ciśnieniach, temperaturach i ilościach pobieranej pary.

Oba przytoczone sposoby są jednakowo prawidłowe, jednakże ten drugi sposób jest w praktyce uciążliwszy, zmuszając prowadzących pomiary do wprowadzania dodatkowych przeliczeń.

Wymaga on bowiem w czasie pomiarów utrzymywania się przy pewnych określonych

obciążeniach i pewnych określonych ilościach pobierania pary.

Co się tyczy obciążeń, to ponieważ cyfra gwarantowana jest wielkością stałą dla odchyleń obciążeń w granicach $\pm$ 5%, sprawa ta nie przedstawia zwykle poważniejszych trudności. Natomiast ilości pobieranej pary w czasie pomiarów, szczególnie dłuższych, nie da się często utrzymać na pożądanej wysokości i wówczas otrzymane z pomiarów cyfry należy przeliczać na warunki gwarancyjne.

Przeliczanie to polega na wyrównaniu w stosunku do różnicy spadków adjabatycznych, a mianowicie: jeżeli ilość pobieranej w czasie pomiarów pary była niższa od podanej w gwarancji, to różnicę między temi ilościami należy dodać do ogólnego zużycia pary uważając, jakgdyby ta różnica dodatkowo przechodziła przez część wysokoprężną turbiny; następnie określamy stosunek adjabatycznego spadku cieplika, jaki zachodzi tylko w części wysokoprężnej turbiny, do adjabatycznego spadku cieplika, zachodzącego w całej turbinie t. j. od wlotu pary aż do kondensatora. Mnożąc przez ten stosunek nasz niedobór pobieranej pary, otrzymujemy cyfrę, o którą należy zmniejszyć ilość otrzymywanego kondensatu. O takąż cyfrę zmniejszamy teraz podwyższoną w początkowych przeliczeniach ilość pary dolotowej. Z tą ostateczną cyfrą możemy dopiero porównywać gwarantowane przez dostawcę zużycie.

W wypadku, jeżeli ilość pobieranej pary była w czasie pomiarów wyższa od gwarancyjnej w stosunku do notowanego obciążenia i ogólnego zużycia pary, postępujemy analogicznie, lecz odwrotnie: nadwyżkę ilości pobieranej pary odejmujemy od ilości ogólnego zużycia, a mnożąc tę nadwyżkę przez stosunek adjabatycznych spadków, powiększamy o tę cyfrę ilość otrzymanego kondensatu, powiększając o tyleż zmniejszoną początkowo liczbę ogólnego zużycia pary.

Dla osiągnięcia większej dokładności zamiast stosunku $\frac{i_1 - i_2 \text{ wysokopr.}}{i_1 - i_2 \text{ całk.}}$ można byłoby wprowadzić tenże stosunek z uwzględnieniem różnic sprawności t. j.

$$\frac{(i_1 - i_2)\,\eta \text{ wysokopr.}}{(i_1 - i_2)\,\eta \text{ całk.}}$$

Przytoczony przykład wyjaśni sposób takiego przeliczania.

Badamy turbinę przy obciążeniu 4000 *kW*. Ciśnienie pary wlotowej 16 ata, temperatura u wlotu — 350°. Ciśnienie pary pobieranej—3,5 ata, zaś ciśnienie w kondensatorze — 0,03 ata. Dla pary idącej do kondensatora adjabatyczny spadek cieplika wynosi 241,6 ciepł. zaś dla pary pobieranej adjabatyczny spadek cieplika = 85,2 ciepł.

Według gwarancji przy obciążeniu 4000 *kW* i przy pobieraniu 15000 *kg/h* pary, całkowite zużycie pary winno wynosić 28800 *kg/h*, czyli na 1 *kWh* — 7.2 *kg*.

W czasie próby pobierano tylko 13000 *hg/h* pary, przyczem ogólne zużycie pary przez turbinę wynosiło 28000 *kg/h*.. Wobec widocznej stąd różnicy w ilości pobieranej pary, dla porównania rzeczywistego zużycia pary z gwarantowanem wprowadzamy następujące przeliczenie: do otrzymanego z pomiarów zużycia pary 28000 *kg/h*., dodajemy różnicę ilości pobieranej pary 15000 *kg/h* — 13000 *kg/h* = 2000 *kg/h*. Podwyższone w ten sposób zużycie całkowite pary wyraziłoby się więc liczbą 28000 + 2000 = 30000 *kg/h*. Wskutek tego zwiększenia ilości dolotowej pary moc turbiny zwiększyłaby się teoretycznie o

$$\frac{2000.\ 85{,}2}{860}\ \eta_e\ \eta_{dyn.}\ kW$$

wykonywaną przez 2000 *kg* pary części wysokoprężnej.

Aby jednak obiążenie 4000 *kW* pozostało bez zmiany, należy zmniejszyć wywołane tą nadwyżką obciążenie, a to drogą zmniejszenia ilości pary, przechodzącej do kondensatora, jak w danym wypadku o wielkość

$$\frac{2000\ .\ 85{,}2}{241{,}6} = 706\ kg/h$$

która to ilość wykonywała by pracę w części wysoko i niskoprężnej.

(Dla uproszczenia przyjmujemy tu sprawność termodynamiczną jednakową jak dla części wysokoprężnej, tak i dla całej turbiny).

Zmniejszając teraz o powyższą liczbę przyjęte przez nas całkowite zużycie pary, otrzymamy, że turbina przy pobieraniu 15000 *kg/h* zużywała 30000 *kg/h* — 706 *kg/h* = 29294 *kg/h*. Jest to ostateczna cyfra zużycia ogólnego pary, którą możemy wprost porównać z cyfrą, gwarantowaną przez dostawcę.

Ponieważ zużycie pary 29294 *kg/h* równa się zużyciu 7,32 *kg/kWh*, zaś gwarantowana przez dostawcę cyfra, jak zaznaczaliśmy, miała wynosić 7,2 *kg/kWh* musimy więc w tym wypadku skonstatować przekroczenie gwarancji o 7,32 — 7,2 = 0,12 *kg/h*, czyli o $\backsim$ 1,8%.

Na zakończenie pragniemy jeszcze poruszyć pytanie, czy wszystkie punkty gwarancji winny być przy odbiorze turbiny sprawdzane.

Dla turbin z pobieraniem pary oferta dostawcy podaje często gwarancje dla wielu np. 9—10 różnych obciążeń i ilości pobieranej pary. Przeprowadzenie pomiarów, obejmujących tak znaczną ilość punktów, jest żmudne i kosztowne, a często ze względów na warunki, w jakich się ruch danego zakładu przemysłowego odbywa, nawet niemożliwe.

Jak dotychczas, ostateczne stwierdzenie, czy gwarancje zostały przez dostawcę dotrzymane, następuje albo według punktu, który daje największe odchylenie od gwarancji, albo według wszystkich punktów, na które gwarancje podane są w umowie; w tym ostatnim wypadku przyjmuje się za podstawę obliczeń średnią arytmetyczną wszystkich odchyleń od gwarancji.

Dotychczasowa więc praktyka upoważnia dostawcę do stawiania żądań, aby wszystkie

punkty oferty były podczas odbioru sprawdzone, i w wypadku, gdyby choć co do jednego punktu pomiarów nie udało się przeprowadzić, dostawca ma możność zakwestjonowania miarodajności odbytych badań odbiorczych.

Należy, naszem zdaniem, ograniczyć ten przywilej dostawcy, tembardziej, iż sama zasada wychodzenia ze średniej arytmetycznej wyników ma swoje słabe strony.

Odbiorca, zamawiając turbinę, interesuje się głównie gwarancjami dostawcy na zużycie pary przy obciążeniach, bliskich do całkowitego; mniejszą też przeważnie zwraca uwagę na gwarancje dla małych obciążeń, które są dla niego mniej ważne. Jeżeli, uwzględniając psychologję nabywcy, dostawca poda mu wysokie cyfry gwarancyjne zużycia pary dla niektórych mniej ważnych obciążeń, to ma następnie możność sztucznego polepszenia na swoją korzyść ostatecznych obliczeń.

Bowiem przy tym sposobie obliczeń ewentualne przekroczenie gwarantowanego zużycia pary przy pełnem obciążeniu turbiny zostanie pokryte przez procentowo lepsze wyniki przy pomiarach odbiorczych na mniejsze obciążenie.

W takich wypadkach wyniki badań odbiorczych mogłyby często dla odbiorcy okazać się mało celowemi.

Dlatego zamiast przytoczonych tu stosowanych dotychczas sposobów porównań uważalibyśmy za racjonalniejsze wprowadzenie zasady, aby dla ostatecznego porównania z gwarancją miarodajną była średnia arytmetyczna odchyleń z trzech lub 4-ch tylko punktów, dowolnie wybranych przez odbiorcę.

Dla dostawcy nie przedstawiałoby specjalnych trudności takie postawienia sprawy, gdyż na mocy obliczeń, uzupełnionych badaniami i próbami, ma on możność zawczasu ustalić granice swoich gwarancyj; praktycznie zaś miałoby to tę wielką zaletę, że dawałoby możność ograniczenia pomiarów odbiorczych do trzechwybranych punktów.

Niezależnie od tego należałoby w normach odbiorczych zaznaczyć, że bezstronny rzeczoznawca zawsze ma prawo sprowadzić badania odbiorcze turbiny do pomiaru trzech punktów, oznaczonych przez niego przed przystąpieniem do odbioru, a wyniki tych trzech pomiarów mają być dla obydwu stron wyczerpujące i obowiązujące.

Nie wątpimy, iż poruszone w niniejszej notatce sprawy obejmują część zaledwie trudności i kwestyj spornych, powstających przy odbiorach turbin parowych. Życie nieustannie wysuwa coraz to nowe zagadnienia i wątpliwości. Bardzo więc chętnie usłyszelibyśmy inne uwagi w tej sprawie, co pozwoliłoby wszechstronniej wyjaśnić istniejące trudności. Posunęłoby to sprawę ostatecznej krystalizacji norm odbiorczych i ułatwiłoby zgodną współpracę odbiorców z dostawcami.

*Łódź, sierpień 1929 r.*

---

Prof. CZ. GRABOWSKI.

# ZASADY HYDRAULICZNEJ TEORJI CIĄGU NATURALNEGO.

(por. *Technika Cieplna*, 1929, str. 183).

## 4. Siła ciągu a sprawność komina.

Zastanawiając się bliżej nad równaniami (29 — 34) (w rozdz. 3 podanemi, zauważymy, że $A - H_M = h_M$ — będą to wskazania ciągomierza wodnego w punkcie *M*; w podobny sposób $A - H_z = h_z$ — wskazania ciągomierza wodnego koło zasuwy.

*W praktyce* wskazania ciągomierza przed zasuwą przyjęto uważać za siłę ciągu w danej chwili, aczkolwiek teoretycznie za siłę ciągu danej instalacji lepiej byłoby uważać wskazania ciągomierza za zasuwą. [24]) A zatem na podstawie równań (29 i 32) otrzymamy

$$A = H_z + (c^2_z : 2g) + Z_z$$

$$A - H_z = h_z = Z_z + (c^2_z : 2g) \quad . \quad . \quad (36),$$

t. j. wskazania ciągomierza u zasuwy równają się energji kinetycznej gazów przechodzących przed zasuwą + sumie oporów hydraulicznych do zasuwy wyłącznie (t. j. nie licząc oporów spowodowanych samą zasuwą). Gdybyśmy jako siłę ciągu komina uważali wskazania ciągomierza za zasuwą ($h'_z$), to do oporów hydraulicznych należałoby doliczyć opory zasuwy.

Z drugiej strony (32, 34)

$$H_z + (c_z : 2g) + Z_z = H_K + (c^2_k : 2g) + $$
$$+ Z_K + k.$$

Jeżeli zwrócimy uwagę, że ciśnienie hydrodynamiczne gazów u wylotu z komina = ciśnieniu atmosferycznemu $H_K = A_0$ (na wysokości komina mierzonemu), to

$$h_z = a - k + Z_z - Z_k + \left( \frac{c^2_z}{2g} - \frac{c^2_k}{2g} \right)$$

Opory hydrauliczne od zasuwy do szczytu ko-

---

[24]) Racjonalne ustawienie ciągomierza za zasuwą przedstawia pewne trudności, które omówimy w jednym z następnych rozdziałów pracy niniejszej. Będzie to zatem pojęcie o charakterze raczej teoretycznym, a nie praktycznym. Inne ściśle *teoretyczne* określenie siły ciągu podane zostanie w równaniu (56).

mina oznaczymy $Z_{zk} = Z_k - Z_z$ [25]); różnica pomiędzy energją kinetyczną gazów ($c^2_k : 2g$) u wylotu z komina i ($c^2_z : 2g$) u zasuwy jest wartością tak małą, że w pierwszem przybliżeniu możemy ją odrzucić [26]), a zatem

$$h_z = a - (k + Z_{zk}) \quad . \quad . \quad (37),$$

t. j. siła ciągu równa się różnicy ciśnień dwuch słupów: słupa powietrza (od górnego poziomu komina do poziomu badanego) i odpowiedniego słupa gazów w kominie powiększonego o opory hydrauliczne od zasuwy do szczytu komina (włączając lub wyłączając opory w zasuwie zależnie od miejsca, w którem siłę ciągu mierzymy).

Widzimy zatem, że siła ciągu idzie na wytworzenie energji kinetycznej gazów, wchodzących do komina i na przezwyciężenie oporów hydraulicznych po drodze do zasuwy (równ. 36), a z drugiej strony (równ. 37) zależy ona od różnicy ciężarów wyżej objaśnionych dwóch słupów i od oporów hydraulicznych w kominie.

Ponieważ $a = H\gamma_p : \triangle = \infty\ 1{,}3\ H$; [27]) $k = H\gamma_g : \triangle = \infty\ 0{,}7\ H$, więc $h'_z = \infty 0{,}5\ H$ (38), gdzie $h'_z$ jest to siła ciągu komina (za zasuwą) w milimetrach słupa wody, $H$ — wysokość komina wyrażona w metrach. Opuszczając zasuwę, stwarzamy sztuczne opory hydrauliczne, a zatem w miarę potrzeby mamy możność sztucznie osłabić *użyteczną* siłę ciągu. Wzór (38) jest jedynie wzorem orjentacyjnym. W rzeczywistości dla danej instalacji kotłowej $h'_z$ waha się w znacznych granicach zależnie od ciężarów właściwych powietrza ($\gamma_p$) i gazów kominowych ($\gamma_g$) w danej chwili i od ilości gazów przepływających przez komin.

Dla powietrza $\gamma p = 273\ \gamma_0 : T$ (gdzie $\gamma_0$ cięż. wł. w temp. 0°C, $T$ — temperatura bezwzględna powietrza). Fikcyjny ciężar molowy suchego powietrza (t. j. średni z ciężarów molowych tlena i azotu, wziętych w stosunku zawartości tych gazów w powietrzu $= 0{,}21\ O_2 + 0{,}79\ N_2 = \infty\ 29\ gr/mol = 29\ Kg/Kmol$ [28]).

Dla powietrza wilgotnego o ciśnieniu $p$, w którem ciśnienie cząstkowe pary wodnej $= p'$, fikcyjny ciężar molowy $[29\,(p - p') + 18\,p'] : p = 29 - 11\,p' : p$ . . (39),

Dla gazów spalinowych fikcyjny ciężar molowy będzie nieco większy: dla gazu zawierającego 10% $CO_2$ (według Orsat'a [29]) ciężar molowy gazu bezwodnego równa się około 30, a uwzględniając % zawartość $H_2O$ (równą $100p':p$), otrzymamy:

$$[30\,(p - p') + 18p'] : p = 30 - 12\,p' : p \quad . \quad . \quad (40)$$ [7])

Jak ogólnie wiadomo, ciężary właściwe gazów (według prawa Avogadry) proporcjonalne są do ciężarów molowych [31]), a więc zawartość $H_2O$ zmniejsza wyraźnie ciężary właściwe zarówno powietrza, jak i gazów spalinowych.

Siła ciągu będzie zatem tem większa, im powietrze jest cięższe, a więc im niższą temperaturę ono posiada, im wyższe jest ciśnienie barometryczne i im mniej powietrze zawiera wilgoci. To też podczas silnych mrozów możemy obserwować ciąg znacznie większy niż podczas słotnej jesiennej pogody. [32])

---

[25]) Wyłączając lub włączając opory w zasuwie zależnie od tego, czy siłę ciągu mierzymy przed zasuwą, czy za zasuwą.

[26]) Wynika to z rozważań nad wartością $c^2 : 2g$ podanych w rozd. 3.

[27]) Jak wyżej $\triangle\ kg/litr = \triangle\ mgr/mm^3$ ciężar właściwy wody, $\gamma$ — ciężary wł. powierza, gazów lub wody w $kg/m^3$.

[28]) t. j. 29 gramów na mol (gramowy, stosowany w chemji) lub 29 kilogramów na mol techniczny kilogramowy („*Mol*" lub „*Kmol*")

Przyjmując (jak to robimy w technice) skład powietrza 79% $N_2$ i 21% $O_2$, ciężary atomowe $O$—16, $N$—14, otrzymalibyśmy, że ciężar molowy powietrza = 28,84. Dokładny skład powietrza (Kolbe „Flüssige Luft" str. 90): $N_2$ — 78,03% $O_2$ — 20,99%, $A$ (argon) — 0,94%, $CO_2$ — 0,03%, $H_2$ — 0,01%. Jeżeli uwzględnimy dokładne ciężary molowe tych gazów 1) dwuatomowych $N_2 = 28{,}0176$; $O_2 = 32{,}0$, $CO_2 = 44$, $H_2 = 2{,}016$, 2) jednoatomowych $A = 39{,}92$ — to ciężar molowy powietrza $= 28.966 \infty 29$ (jak przyjęliśmy wyżej,

[29]) Przy pomocy aparatu Orsat'a określamy skład gazu bezwodnego, t. j. po wyemilinowaniu $H_2O$.

[30]) Dla przykładu podaję obliczenie ciężaru molowego gazów, otrzymanych przy spalaniu drzewa z dwukrotną ilością powietrza, (t. j. gdy spółczynnik nadmiaru powietrza $n = 2$), gdy drzewo to zawiera około 21,8% wilgoci. Dla uproszczenia przyjmiemy, że suchą substancję (78,2%) drzewa stanowi celuloza o składzie $C_6(H_2O)_5$ o ciężarze molowym 162, a zatem chemiczny skład drzewa będzie

$$C_6(H_2O)_5 + \frac{162}{18} \cdot \frac{21{,}8}{78{,}2}\ H_2O = 6\ C_1 + 7{,}5\ H_2O$$

Spalanie przy $n = 2$ wyrazi nam równanie

$$6\ C + 7{,}5\,H_2O + 2\ .\ 6\ (O_2 + \frac{79}{21}\ N_2) = 6\,CO_2 + 6O_2 +$$

$$12\ \frac{79}{21}\ N_2 + 7{,}5\ H_2O \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 41$$

Widzimy zatem, że gaz bezwodny na 79% objętościowych $N_2$ zawiera 21% $CO_2 + O_2$ w równych objętościach, t. j. 10,5% $CO_2$, 10,5% $O_2$ i 79% $N_2$. Fikcyjny ciężar molowy takiego bezwodnego gazu będzie (10,5. 44 × 10,5. 32 + 79.28). 100 = 30.1. Na 100 moli gazu bezwodnego (rown. 41) otrzymamy 7,5. 21:12 = 13,125 moli $H_2O$ w gazie, a zatem stosunek ciśnienia cząstkowego (p') pary wodnej do ciśnienia sumarycznego ($p$) równać się będzie 13,125 : 113,125 = 0.1162. Ciężar molowy gazów z uwzględnieniem $H_2O$ będzie 30,1 (1—0,1162) + 18.0,1162=28,7.

Na obliczeniach tych zatrzymałem się nieco bliżej, aby czytelnikom naszym podać jeszcze jedną formę obliczeń systemem molowym, o których mówiłem już w N 8 r. 1927 str. 78 *Techniki Cieplnej* w artykule: „Wartość opałowa jako pojęcie techniczne".

[31]) 1 mol gramowy w 0° i pod ciśnieniem 760 *mm Hg* zajmuje objętość 22,4 *litr.*, czyli objętość molowa w danych warunkach wynosi 22,4 *litr/mol*=22,4$m^3$/*Kmol.*

[32]) Porównywując ciężary molowe powietrza nasyconego wilgocią w +10° i — 20° C, t.j. gdy $p' = 0{,}0125\ kg/cm^2$ i 0,96 *mm Hg* (prof. Stefanowski. Termodynamika str. 195 i 196) gochodzimy do wniosku że różnią się one mniej niż o ½%. Natomiast temperatury absolutne różnią się o 12%. Jeżeli uwzględnimy różnice ciśnień barometrycznych podczas mrozów i podczas deszczów jesiennych, a także wilgotność paliwa, zależną od warunków atmosferycznych i wpływ tej wilgotności na siłę ciągu (o czem mowa będzie dalej), to dojdziemy do wniosku, że suma omawianych wpływów decyduje o sile ciągu.

Średni ciężar właściwego powietrza w słupie o wysokośsi $H$ metrów jest funkcją stopniowo malejącego ciśnienia. Sprawa ta omówiona będzie w jednym z następujących rozdziałów.

Następnie z teorji wyżej podanej wynika, że gazy uchodzące przez komin wzmacniają ciąg tem silniej, im są lżejsze, a więc im wyższą posiadają temperaturę i im więcej zawierają $H_2O$. O ile jednak pierwszy warunek silnego ciągu dotyczący powietrza mogliśmy przyjąć bez dalszych dyskusyj, to warunek drugi — dotyczący gazów kominowych wymaga specjalnego omówienia.

Z warunku tego bynajmniej nie można wyprowadzić wniosku, by wilgoć zawarta w paliwie powiększała siłę ciągu. Wprawdzie z paliwa wilgotnego w porównaniu z paliwem suchem otrzymujemy gazy o ciężarze właściwym (w warunkach porównawczych) mniejszym; lecz gdyby udało się nam pobrać od tych gazów tę samą ilość ciepła, co i od gazów suchych, to i wtedy z paliwa wilgotnego otrzymalibyśmy gazy kominowe o niższej temperaturze, więc *przeciętny* ciężar właściwy tych gazów okazałby się zmieniony nieznacznie.[33]) Wiemy z praktyki, że paliwo wilgotne pali się znacznie gorzej od suchego: wilgoć nie ulatnia się z paliwa równomiernie, lecz destyluje w pierwszych chwilach po załadowaniu paleniska, a wtedy nadmiar pary wodnej obniża wyraźnie temperaturę gazów spalinowych tak w palenisku, jak i w kominie. Ilość gazów otrzymana w owej chwili z paliwa wilgotnego jest znacznie większa od normalnej, opory hydrauliczne niepomiernie wzrastają (w 36 równ. $Z_z$ a w 37 równaniu $Z_{zk}$ wzrasta), $h_z$ wskutek tego maleje a osłabiona siła ciągu zużywa się w znacznej mierze na przezwyciężenie oporów hydraulicznych ($Z_z$) i na nadanie szybkości parze wodnej (t. j. na oddestylowanie $H_2O$ z paliwa), a zatem dopływ powietrza do paleniska słabnie i palenie odbywa się w zwolnionem tempie.[34])

Wreszcie „siły ciągu" pojmowanej w sposób wyżej omówiony, nie można utożsamiać ze sprawnością komina.

Oznaczamy górny przekrój komina $F$ m², ilość gazów uchodzących z komina w ciągu sekundy $G$ kg/sek; wtedy pod sprawnością komina rozumieć będziemy stosunek $G : F = q$ (43), czyli q będzie to ilość gazów (w kg) uchodzących przez 1 m² górnego przekroju komina w ciągu sekundy. Jeżeli oznaczymy $w_k$ szybkość gazów u wylotu z komina, to objętość gazów uchodzących z komina w ciągu sekundy $V = F w_k$, a ilość (w *kg*) tych gazów $G = F w_k \gamma_k$, a zatem

$$q = w_k \gamma_k \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (44)$$

W równaniu tem $\gamma_k$ jest to funkcja składu chemicznego gazów i temperatury, co się zaś tyczy szybkości $w_k$ gazów uchodzących z komina, to na podstawie hydraulicznej teorji ciągu będziemy ją mogli określić jako funkcję wysokości komina.

Podstawową zależność pomiędzy rzeczywistym układem gazowym i zastępczym układem wodnym wedł. rozdz. 3 wyraża nam równanie

$$\gamma_g \, w^2 : 2g = \gamma_w \, c^2 : 2g \qquad (27)$$

(t. j. ciśnienia słupów gazu i wody odpowiadające energji kinetycznej obydwóch układów powinny być równe). W równaniu tem ciężar właściwy gazów $\gamma_g$ wyrażamy w kg/m³, a zatem $w$ wyrazić musimy w metrach, a więc tak samo powinny być wyrażone odpowiednie wartości układu wodnego. Ponieważ jednak w hydraulicznej teorji układu zastępczego ($c^2 : 2g$) wyrażaliśmy w milimetrach (więc $c$ i $g$ wyrażone były w milimetrach), a jak mówiliśmy w rozdz. 3 ciśnienie w miligramach na milimetr kwadratowy wyraża się tą zamą liczbą, co i ciśnienie wy-

[33]) Ciepło zużyte na parowanie wody zawartej w paliwie obniża temperaturę gazów w palenisku; woda ta ucho dzi do komina w postaci pary przegrzanej (zwykle do 300° o cieple właściwem nieco wyższem niż cieplo wł. gazów suchych. $T$ — temperaturę tych gazów wyrazić możemy wzorem

$$T = \frac{(1-\eta)\, W - Q - nr}{C + cn} < \frac{(1-\eta)\, W - Q}{C} = T_1 \qquad (42)$$

gdzie $W$—wartość opałowa techniczna normalnego paliwa, $n$ — zawartość dodatkowej wilgoci na 1 *kg* normalnego paliwa, $r$ — ciepło parowania wody (które przyjąć możemy = 600 *Kcal/kg* wody — jak to wyjaśniłem na str. 48 Nr. 3 r. 1928 *Techniki Cieplnej* w wyżej wspomnianym artykule)- $\eta W$—straty ciepła pod kotłem przez obmurowanie, fundamenty i t. p. liczone na 1 *kg* paliwa, $V$ ilość $m^3$ gazów spalinowych otrzymana z 1 *kg* normalnego paliwa, $C$ odpowiednie ciepło właściwe, $c$ ciepło właściwe pary wodnej. Są to, rozumie się, średnie ciepła właściwe pomiędzy 0° C i temperaturą gazów kominowych. $T_1$ — temperatura gazów kominowych przy spalaniu paliwa normalnego. Q — ciepło pobrane przez wodę kotła (na 1 *kg* paliwa). Jeżeli suche gazy spalinowe zawierają 10% $CO^2$ i 90% azotu wraz z tlenem, to w temp. 300° średnie ciepło właściwe takich gazów wynosić będzie (według tablicy podanej na str. 83 „Termodynamiki technicznej" prof. Stefanowskiego) $7 \times 0{,}9 + 9{,}76 \times 0{,}1 = 7{,}28$ Kcal/Kmol = 0,325 Kcal/m³, a ciepło właściwe pary wodnej 8,16 Kcal/Kmol = 0,364 Kcal/m³ = 0,453 Kcal/kg. A więc o ile moglibyśmy zapewnić takie warunki ogrzewania kotła, by $Q$ i $\eta$ pozostały bez zmiany, to dla paliwa wilgotnego temperatura gazów kominowych była by niższa, niż dla paliwa normalnego.

Dla zorjentowania się, jak wilgoć zawarta w paliwie wpływa na ciężar właściwy gazów kominowych rozpatrzmy następujący przykład. Węgiel o wartości opałowej technicznej $W = 6120$ Kcal daje $V = 15$ m³ gazów spalinowych z 1 kilograma i 0,25 $W$ strat ciepła w gazach kominowych (t.j. $1 - \eta - Q : W = 0{,}25$, co odpowiada około 65% skutku użytecznego instalacji kotłowej). Temperatura gazów kominowych dla węgla normalnego $T' = 300^2$, dla węgla z $n = 0{,}1$, t.j. z 10% nienormalnej wilgoci $T = 286$°C. Z nienormalnej wilgoci w 0°C otrzymamy 22,4 m³/Kmol × × (0,1 : 18) *Kmol* = ¹/₈ $m^3$ pary wodnej na 1 *kg* paliwa. Jeżeli ciężar molowy normalnych gazów przyjmiemy = 30, to ponieważ dla gazów wilgotnych (w równ. 40)) $p' : p = \frac{1}{8} : 15\frac{1}{8} = \sim 1/120$, więc ciężar molowy gazów wilgotnych wyniesie 30 — 0,1 = 29,9. A zatem stosunek ciężaru właściwego gazów wilgotnych do ciężaru właściwego gazów normalnych równać się będzie 29,9. (273 + + 300) : 30.559 = 1,02 chociaż nieznacznie lecz wzrośnie na niekorzyść ciągu.

[34]) Zjawiska tego nie odczuwamy lub odczuwamy je w bardzo słabym stopniu w paleniskach o działaniu mniej lub więcej zbliżonem do ciągłego, w których paliwo wysusza się stopniowo.

rażone w kilogramach na metr kwadratowy ($1\,kg/m^2 = 1\,mgr/mm^2$), więc

$$\frac{w^2}{2g}\gamma_g = \frac{c^2}{2g_{mm}}\triangle \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (45)$$

gdzie $g_{mm}$=10.000 mm/sek² dla odróżnienia od $g = 10\ m/sek^2$, $\triangle$ — ciężar właściwy wody w $mgr/mm^3$ = kg/litr, a $\gamma_g$ — cięż. wł. gazów wyrażony w kg/m³.

Z porównania układów gazowego i wodnego wynika również że

$$(a-k)\triangle = H(\gamma_p - \gamma_g) \quad (46)$$

gdzie $H$ — wysokość komina w *metrach*
Z równ (27 — 34)

$$a - k = Z_K + c^2_k : 2g_{mm}$$

Ponieważ hydraulika przyjmuje, że opory hydrauliczne są funkcją energji kinetrycznej, więc możemy napisać, że

$$(a-k)\triangle = \triangle\,\Psi\,c^2_k : 2g_{mm} \quad (47)$$

gdzie spółczynnik $\Psi$ posiadać będzie wartość zmienną zależną od hydraulicznych i termicznych warunków przepływu gazów ([35]). A zatem z równań (45 — 47) znajdziemy, że

$$H(\gamma_p - \gamma_g) = \Psi\,\gamma_g\,w_k^2 : 2g, \text{ skąd}$$

$$w_k = \sqrt{\frac{2gH}{\Psi}}\sqrt{\frac{\gamma_p - \gamma_g}{\gamma_g}} = \sqrt{\mu}\sqrt{\frac{\gamma_p - \gamma_g}{\gamma_g}} \quad (48)$$

$$\text{gdzie } \mu = 2gH : \Psi \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (49)$$

Sprawność komina (równ. 44)

$$q = w_k\,\gamma_g = \sqrt{\mu}\,\sqrt{(\gamma_p - \gamma_g)\,\gamma_g} =$$

$$= \sqrt{\mu}\,\sqrt{Y} \quad (50) \quad \text{gdzie } Y=(\gamma_p - \gamma_g)\,\gamma_g \quad (51)$$

W równaniu (50) $\sqrt{\mu}$ wyrażamy w m/sek. $\sqrt{Y}$ w kg/m³, co odpowiada $q$ wyrażonemu w kg/m² × sek.

Rozpatrzywszy bliżej wartości Y i $\mu$. Znajdźmy przedewszystkiem maximum Y.
$dY : d\gamma_g = \gamma_p - 2\gamma_g = 0$ wtedy, gdy $\gamma_p = 2\gamma_g$ (52), a ponieważ
$d^2Y : d\gamma^2_g = -2 < 0$, więc $Y$ będzie miało najwyższą wartość, gdy $\gamma_p = 2\gamma_g$.

Ponieważ ciężary molowe powietrza i gazów spalinowych różnią się nieznacznie (29 i ∽ 30), więc możemy przyjąć, że $\gamma_g : \gamma_p = T_p : T_g = (273 + t_p) : (273 + t_g) = 2$, a zatem maximum $Y$ będziemy mieli, gdy $t_g = 273 + 2\,t_p$ (53), t. j. około 300°C.

O ile zatem $\Psi$, a więc i $\mu$ nie byłyby zależne w stopniu wyraźnym od tych wahań temperatur, od których ostatecznie zależy temperatura gazów kominowych, to największą sprawność komina moglibyśmy uzyskać w warunkach określonych równaniem (52) lub (53) t. j. gdy temperatura gazów kominowych wynosi około 300°C. W warunkach, gdy $Y$ bliskie jest maximum $\sqrt{Y} = \gamma_g = \backsim 0{,}65\ kg/m^3$.

Zastanówmy się teraz, jaką wartość przybiera $\Psi$. Z równ. (29—37) (lub z bezpośredniego zastosowania praw hydrauliki do dwóch krańcowych punktów układu wodnego) wynika, że

$$a - k = Z_K + c^2_k : 2g = \Psi\,c^2_k : 2g =$$

$$= \Psi\,\frac{w^2_k}{2g}\times\frac{\gamma_g}{\triangle}$$

Z drugiej strony (37) $a - k = h_z + Z_{ZK}$ a zatem

$$\Psi = (h_z + Z_{ZK}) : \left(\frac{w_k^2}{2g}\,\frac{\gamma_g}{\triangle}\right) \quad (54)$$

Przyjmując $h_z + Z_{ZK} = 32{,}5$ mm. słupa wodnego, $w_k = \backsim 7$ m/sek. $\gamma = 0{,}65$ kg/mm³ otrzymamy $\Psi = 20$; przy $h_z + Z_{ZK} = 26$ mm, $w_k = 6$ m/sek, $\Psi = \backsim 20$; przy $h_z + Z_{ZK} = 50$ mm, w = 9 m/sek; $\Psi = \backsim 19$ [36]).

W podobny sposób możemy określić $q$ jako funkcję „siły ciągu" $h'_z$ (lub $h_z$).

Oznaczmy $h_z + Z_{ZK} = h$ (156). Z równania (54) otrzymamy

$$w_k = \sqrt{\frac{2gh}{\Psi}}\sqrt{\frac{\triangle}{\gamma_g}}, \text{ a zatem}$$

$$q = \sqrt{\frac{2gh}{\Psi}}\sqrt{\gamma_g\triangle} \quad (57)$$

Wreszcie przez porównanie równ. (50) z (57) dojdziemy do wniosku, że

$$hz = H\frac{\gamma_p - \gamma_g}{\triangle} - Z_{ZK} \quad (58)\ ^{37})$$

[35]) Co widoczne jest z przykładu podanego w rozdz. 2

[36]) Przyjmując $\Psi = 20$, $2g = 20$ m/sek², otrzymalibyśmy wzór dla *normalmej* sprawności komina $q$ wyrażonej w kg/sek na 1 m² górnego przekroju komina $q = 0{,}65\sqrt{H}$ (55), gdzie $H$, jak zawsze, wysokość komina w metrach.

Rozumie się, że $\Psi = 20$ i liczby z wzoru (55) otrzymane będą tylko liczbami orjentacyjnemi, które wahać się mogą w szerokich granicach zależnie od warunków hydraulicznych przepływu gazów, o czem będzie mowa w *dalszym toku pracy niniejszej*.

[37]) co wynikało również z wykładów orjentacyjnego wzoru (38) na $h_z$

A zatem $h = H (\gamma_p - \gamma_g) : \triangle$ (59) będzie to wielkość proporcjonalna do wysokości komina związana ze sprawnością komina $q$ równaniem (57), w którem $h$ występuje analogicznie do $H$ w (50) wzorze na $q$. Więc wielkość $h$ możemy również uważać za miarę siły ciągu [38]), lecz dla odróżnienia od $h_z$ i $h'_z$ będziemy ją uważali jako „*teoretyczną* siłę ciągu". Ponieważ główne opory hydrauliczne zachodzą na rusztach i w kanałach kotła parowego, więc w wielu wypadkach możemy przyjąć, jakoby $h'_z = \infty h$. Opory hydrauliczne sztucznie stwarzane przez zasuwę służą jako regulator, który zmniejsza wyzyskanie teoretycznej siły ciągu ($h$), więc jedynie przy otwartej zasuwie $h_z = \infty h$.

Tak więc na podstawie równań (50) i (57) w rozdziale niniejszym wyprowadzonych, dochodzimy do następujących wniosków.

[38]) Jak to znajdujemy w dziele prof. Bolesława Tołłoczki „Kotły parowe" (cz. III, str. 200. Wydanie Komisji T-wa Bratn. pomocy stud. Politechniki Warszawskiej r. 1927. W dziele tem siła ciągu oznaczona została $Z_t$ ).

Sprawność komina (obliczana w kilogramach gazów uchodzących w ciągu sekundy przez 1 m² otworu wylotowego komina 1) jest proporcjonalna do pierwiastka kwadratowego z wysokości komina $H$ lub do pierwiastka kwadratowego z $h$ — t. zw. siły ciągu *teoretycznej* (która jest pojęciem zbliżonem do pojęcia siły ciągu, stosowanego w praktyce),

2) zależy od temperatur powietrza i gazów odlotowych, dla których optimum wyraża nam rown (52) lub (53);

3) sprawność ta jest odwrotnie proporcjonalna do $\sqrt{\Psi}$ gdzie $\Psi$—„sumaryczny spółczynnik" oporów hydraulicznych, które gazy spotykają na swej drodze począwszy od popielnika i skończywszy na kominie; spółczynnik ten jest skomplikowaną funkcją hydraulicznych i termicznych warunków, w których powietrze, tworząc gazy spalinowe, przepływa przez instalację kotłową [39]).

[39]) Rozumie się, że wzory (50) i (57) słuszne będą jedynie dla warunków w rozdz. 3 ściśle sformułowanych. Sprawa opuszczenia w dół paleniska i różnicy poziomów kanałów domowych omówiona zostanie w dalszym toku pracy niniejszej.

(d. c. n.)

Z. KLĘBOWSKI, inż.

# OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE.

(Por. *Techn. Cieplna* 1929, 158 str.).

Badania doświadczalne laboratorjów zagranicznych, a zwłaszcza badania, dokonywane w Zurychu przez M. Ros'a i A. Eichinger'a, ogłoszone w 1926 r. oraz badania w Getyndze, dokonane w 1927 r. innemi metodami jak w Zurychu przez Dr. Lode, najwyraźniej popierają hipotezę właściwej energji odkształcenia postaciowego dla wytężenia metali kowalnych, a przedewszystkiem dla żelaza zlewnego i stali.

Dla materjałów więc używanych do budowy kotłów z istniejących dotychczas hipotez wytężenia najbardziej zgodną z doświadczeniami jest hipoteza prof. M. T. Hubera.

Co się tyczy materjałów twardych i kruchych, takich jak żeliwo, kamień i stal sprężysta hartowana, to dla nich żadna z istniejących hipotez nie zgadza się w dostatecznej dla praktyki mierze z wynikami badań.

To też wytrzymałościowe obliczenia dla tych materjałów są tylko wtedy miarodajne, jeżeli się opierają na wynikach badań dokonywanych w zbliżonych warunkach napięć do tych, w jakich obliczany element konstrukcyjny ma spełniać swe zadanie.

Takie materjały, jak pasy skórzane, liny bawełniane lub z konopi i t. d. w których jednowymiarowość napięcia zasadniczego—ze względu na ich przeznaczenie—jest niejako przesądzona, najprościej jest obliczać według hipotezy największego naprężenia normalnego z uwzględnieniem dodatkowych okoliczności pracy, jak: przeginanie lin i pasów, ciśnienie poprzeczne, wywierane głównie na zewnętrzne włókna od strony wklęsłej i t. d.

Podkreślimy, co jest zresztą widoczne, iż odnośnie elementów konstrukcyjnych, wyłącznie rozciąganych, dla których posiadamy rezultaty prób na rozciąganie, rezultaty obliczenia, według którejkolwiek z istniejących teoryj wytężenia są jednakowe.

Jak widać z powyższego przeglądu poszczególnych teoryj (hipotez) wytężenia, wystarczy odnaleść naprężenia główne w badanym punkcie materjału, znajdującego się w jakimkolwiek stanie napięcia, aby, mając charakterystyki $E$, $\mu$ i $k_p$ jednolitego izotropowego materjału, mieć wystarczające dane do obliczenia wytężenia materjału według którejkolwiek z wyżej omawianych teoryj.

W najogólniejszym stanie napięcia materjału w badanym punkcie, charakteryzowanym naprężeniami $\sigma_x$ $\sigma_y$ $\sigma_z$ $\tau_{xy}$ $\tau_{yz}$ $\tau_{zx}$ wyznacza się kierunki i wielkości naprężeń głównych w ten sposób, iż rozpatruje się elementarny ostrosłup z wierzchołkiem w badanym punkcie, będącym jednocześnie początkiem dowolnie obranego prostokątnego układu osi współrzędnych. Wybrany ostrosłup posiada trzy wzajemne prostopadłe ściany zlewające się z płaszczyznami układu

współrzędnych. Podstawa płaska tego ostrosłupa elementarnego znajduje się w bardzo małej odległości od początku układu współrzędnych i jej normalna tworzy z osiami współrzędnych $Ox$, $Oy$, $Oz$, kąty $a$, $b$, $c$. Jeżeli przez $A$, $B$, $C$, oznaczymy kąty nachylenia ku osiom $Ox$, $Oy$, $Oz$ całkowitego naprężenia $p$, panującego na podstawie ostrosłupa, to badając warunki równowagi takiego elementarnego ostrosłupa, dochodzi się do równań:

$$\left.\begin{aligned} p\cos A &= \sigma_x \cos a + \tau_{yx} \cos b + \tau_{zx} \cos c \\ p\cos B &= \tau_{xy} \cos a + \sigma_y \cos b + \tau_{zy} \cos c \\ p\cos C &= \tau_{xz} \cos a + \tau_{yz} \cos b + \sigma_z \cos c \end{aligned}\right\} \quad (18)$$

Aby wyznaczyć naprężenia główne wyrażamy analitycznie, iż w przekroju, położenie którego względem układu współrzędnych jest określone zmiennemi kątami $a$, $b$, $c$, niema naprężenia stycznego czyli że wypadkowe naprężenie $p$ jest wyłącznie naprężeniem normalnem $s$ czyli $p = \sigma$, a więc, zważywszy, iż wówczas $A = a$; $B = b$; $C = c$, dla tego wypadku trzy równania (18) przyjmą postać:

$$\left.\begin{aligned} \sigma\cos a &= \sigma_x \cos a + \tau_{yz} \cos b + \tau_{zx} \cos c \\ \sigma\cos b &= \tau_{xv} \cos a + \sigma_y \cos b + \tau_{zy} \cos c \\ \sigma\cos c &= \tau_{xz} \cos a + \tau_{yz} \cos b + \sigma_z \cos c \end{aligned}\right\} \quad (19)$$

albo

$$\left.\begin{aligned} (\sigma - \sigma_x) \cos a - \tau_{yx} \cos b - \tau_{zx} \cos c &= 0 \\ -\tau_{xy} \cos a + (\sigma - \sigma_y) \cos b - \tau_{zy} \cos c &= 0 \\ -\tau_{xz} \cos a + \tau_{yz} \cos b + (\sigma - \sigma_z) \cos c &= 0 \end{aligned}\right\} \quad (19a)$$

Przy rozwiązaniu trzech równań (19a) można wyzyskać warunek, iż aby równania były współmierne, powinien ich wyznacznik $\triangle$ być równy zeru.

$$\triangle = \begin{vmatrix} \sigma - \sigma_x, & -\tau_{xy}, & -\tau_{zx} \\ -\tau_{xy}, & \sigma - \sigma_y, & -\tau_{zy} \\ -\tau_{xz}, & -\tau_{yz}, & \sigma - \sigma_z \end{vmatrix} = 0$$

który w rozwinięciu daje równanie trzeciego stopnia

$$\sigma^3 - \sigma^2 (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) + \sigma(\sigma_x \tau_{vz} + \sigma_y \tau_{zx} + \sigma_z \tau_{xy} - \tau^2_{xy} - \tau^2_{zx} - \tau^2_{xy}) + \sigma_x \tau^2_{yz} + \sigma_y \tau^2_{zx} + \sigma_z \tau^2_{xy} - \sigma_x \sigma_y \sigma_z - 2\tau_{yz} \tau_{zx} \tau_{xy} = 0$$

Rozwiązanie tedo równania daje szukane trzy naprężenia główne $\sigma_1$, $\sigma_2$, $\sigma_3$, których wielkości są pierwiastkami tego równania.

Położenie normalnych przekrojów, w których panują naprężenia główne czyli kierunki naprężeń głównych określamy znajdując kąty $a$, $b$, $c$, z równań

$$\cos a_1 = \frac{\sigma_x}{\sigma}; \cos b_1 = \frac{\sigma_y}{\sigma_1}; \cos c_1 = \frac{\sigma_z}{\sigma_1}$$

$$\cos a_2 = \frac{\sigma_x}{\sigma_2}; \cos b_2 = \frac{\sigma_y}{\sigma_2}; \cos c_2 = \frac{\sigma_z}{\sigma_2}$$

$$\cos a_3 = \frac{\sigma_x}{\sigma_3}; \cos b_3 = \frac{\sigma_y}{\sigma_3}; \cos c_3 = \frac{\sigma_z}{\sigma_3}$$

Kierunki charakteryzowane przez $a_1$ $b_1$ $c_1$; $a_2$ $b_2$ $c_2$; $a_3$ $b_3$ $c_3$ naprężeń głównych $\sigma_1$ $\sigma_2$ $\sigma_3$ tworzą z sobą wzajemnie kąty proste. Ponieważ współczynnik każdego równania trzeciego stopnia przy zmiennej w drugiej potędze równy jest sumie pierwiastków z odwrotnym znakiem, więc $\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$. A więc suma naprężeń normalnych panujących w trzech jakichkolwiek wzajemnie prostopadłych przekrojach jest wielkością stałą.

W taki sposób przedstawiono szkic odnajdywania wielkości i kierunków naprężeń głównych w jakimkolwiek punkcie materjału o najogólniejszym stanie napięcia. W technicznem zastosowaniu jednak nie mamy przeważnie do czynienia z takim ogólnym przypadkiem. Zagadnienia techniczne nawet bardzo ogólne dają się zazwyczaj rozważać jako zagadnienia dwuwymiarowe (płaskiego) stanu napięcia. W przeważnej ilości zagadnień technicznych na miejsce zasada superpozycji (możność składania jednakowego typu skutków działania sił). Aby zasada superpozycji zachodziła, konieczna jest proporcjonalna zależność pomiędzy wielkością sił i wielkością skutku ich działania. Niemal jedynemi przykładami, praktycznego znaczenia, w których nie zachodzi zasada superpozycji są: 1) zagadnienia jednoczesnego zginania i rozciągania (lub ściskania) oraz 2) zagadnienie ściskania kul i walców.

Weźmy przykład który w praktyce jest już dość złożonym przypadkiem napięcia oddzielnych punktów materjału, a mianowicie przypadek wału, graniastosłupa (lub nawet ostrosłupa) podanego 1) zginaniu kilkoma parami sił o momentach $M_1$, $M_2$, $M_3$, i t. d. działającemi w różnych płaszczyznach przechodzących przez oś pręta 2) skręcaniu parą sił o momentach $M^1$, $M^2$, $M^3$, i t. d. działających w różnych kierunkach w różnych płaszczyznach prostopadłych do osi pręta, oraz 3) działaniu sił ścinających $T_1$, $T_2$, $T_3$, i t. d. działających w różnych kierunkach i przechodzących przez oś graniastosłupa. W podobnych wypadkach wybiera się kilka przekrojów, a na nich jeden lub więcej punktów $A$, co do których przypuszczamy, iż w nich mogą mieć miejsce największe wytężenia i wytężenie największe przyjmujemy za miarodajne.

Rozpatrzmy jeden taki punkt $A$ i przeprowadźmy w płaszczyźnie zamierający ten punkt, prostopadłej do osi pręta $O$ dwie osie współrzędnych $O_x$ i $O_y$ przecinające oś i oznaczmy współrzędne punktu $A$ przez $a$ i $b$.

1) Momenty wszystkich sił zewnętrznych względem osi $O_x$ i $O_y$ jednego końca graniastosłupa będącego w równowadze niech będą $M_x$

i $M_y$, a wynikające z działania tych momentów naprężenie normalne w punkcie $A$ będzie

$$\sigma = \frac{M_x y}{J_x} \pm \frac{M_y x}{J_y}.$$

Poszczególne momenty skręcające dają w badanym przekroju łącznie moment $M_S$, wywołujący w punkcie $A$ naprężenie ścinające $\tau_1$.

Siły ścinające redukują się w rozpatrywanym przekroju do siły $T_x$, $T_y$, dających naprężenie $\tau_x$ i $\tau_y$. Ogólnie rzecz biorąc kierunek naprężenia $\tau_1$ może nie być zgodny z kierunkiem naprężeń $\tau_x$ i $\tau_y$.

Te naprężenia dodane geometrycznie dają

$$\vec{\tau} = \vec{\tau_1} + \vec{\tau_x} + \vec{\tau_y}.$$

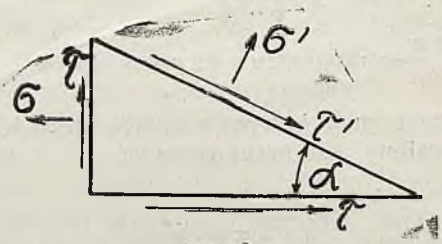
W takim więc, nawet dość ogólnym. wypadku naprężenia panujące w badanym punkcie dają się sprowadzić do normalnego naprężenia $\sigma$ i ścinającego $\tau$.

Zauważmy iż w większości wypadków w praktyce zginaniu towarzyszy ścinanie. Tak zwane czyste zginanie siłami zewnętrznemi (bez ścinania w przekrojach poprzednich) mamy naprzykład w belce pomiędzy podporami symetrycznie wystającej z obydwu końców symetrycznie obciążonych.

W wypadku jeszcze bardziej złożonym, gdy prócz momentów zginających na graniastosłup działają siły rozciągające lub ściskające, wywołujące dodatkowe naprężenia normalne, należy rozróżnić dwa wypadki, a mianowicie—pierwszy, kiedy rozmiary poprzeczne pręta są dość duże w porównaniu z jego długością, wówczas siły podłużne wywołują przedewszystkiem rozciąganie lub ściskanie i powodują znikomy wpływ na zmianę zginania wywołanego działaniem momentów gnących. Wówczas w przybliżeniu można stosować zasadę superpozycji, dodając (z uwzględnieniem znaku) naprężenie normalne, wywołane w punkcie $A$ działaniem tych sił do naprężenia normalnego od momentów gnących i znów mamy do czynienia w punkcie $A$ tylko z naprężeniem normalnem $\sigma$ i naprężeniem stycznem $\tau$. W drugim wypadku — cienkich i długich prętów może się w dużej mierze zaznaczać wpływ sił podłużnych na zgięcie; wtedy nawet w przybliżeniu zasada superpozycji nie może być zastosowana, wówczas łączne zaprężenie $\sigma$, pochodzące od momentu zginającego i siły podłużnej obliczyć należy w inny sposób. Sposób ten podano w rozdziale XV pracy „Kurs Wytrzymałości Materjałów" Timoszenko-Huber.

W każdym razie w tych dość dla praktyki złożonych przypadkach napięcia w badanym punkcie $A$ dadzą się sprowadzić do naprężeń $\sigma$ i $\tau$.

W takich wypadkach, nie uciekając się do ogólnej dość zawiłej metody w celu znalezienia kierunków i wielkości naprężeń głównych, postępujemy w taki sposób, iż w badanym punkcie wydzielamy pryzmatyczny trójgraniasty element (Rys. 3) o długości krawędzi (odległości podstaw) równej jedności, w którym dwie ściany boczne są do siebie prostopadłe. Zwykłe przedstawiamy ów element na rysunku w ten sposób, iż krawędzie są prostopadłe do rysunku, a prostopadłe ściany umieszczone jednak pionowo druga poziomo odpowiadają przekrojom, w których znane nam są naprężenia $\sigma$ i $\tau$. W pręcie ściana pionowa odpowiadać może przekrojowi poprzecznemu, a ściana pozioma — przekrojowi równoległemu do osi.



Rys. 3.

A więc niech na ścianę pionową elementu działa naprężenie normalne $\sigma$, pochodzące od zginania lub rozciągania lub łącznego działania rozciągania i zginania i naprężenie styczne $\tau$, pochodzące od skręcenia i działania zwykłych sił ścinających i niech na ścianę poziomą działa tylko naprężenie styczne, które jak wiadomo równe jest naprężeniu $\tau$, działającemu na ścianie pionowej.

Nieznane naprężenie panujące na ścianie ukośnej będącej pod kątem $\alpha$ do ściany poziomej oznaczamy przez $\sigma'$ i $\tau'$.

Jeżeli przez $F$ oznaczymy pow. ściany ukośnej, to powierzchnia ściany pionowej będzie $F \sin \alpha$, a poziomej $F \cos \alpha$. Odpowiednie napięcia, panujące na tych ścianach, równają się $\sigma' . F$; $\tau' . F$; $\sigma . F \sin \alpha$; $\tau F \sin \alpha$; $\tau F \cos \alpha$.

Mamy tu do czynienia z płaskim układem sił; możemy napisać 3 równania jako warunki równowagi, a mianowicie dwa warunki rzutów i jeden warunek momentów.

Dla znalezienia dwu niewiadomych $\sigma'$ i $\tau'$ wystarczą dwa równania, wobec czego uwzględniamy tylko warunki rzutów. Jako kierunki osi rzutów obieramy dla uproszczenia kierunki niewiadomych wielkości $\sigma'$ i $\tau'$ wobec czego otrzymujemy

$$\sigma' F + \tau F \cos \alpha \sin \alpha + \tau F \sin \alpha \cos \alpha - \sigma F \sin^2 \alpha = 0$$

$$\tau' F + \tau F \cos^2 \alpha - \tau F \sin^2 \alpha - \sigma F \sin \alpha \cos \alpha = 0$$

z równań tych otrzymujemy

$$\sigma' = \frac{\sigma}{2} (1 - \cos 2\alpha) - \tau \sin 2\alpha \quad . \quad . \quad (20)$$

$$\tau' = \sigma \frac{\sin 2\alpha}{2} - \tau \cos 2\alpha$$

Wzory 20 dają naprężenia $\sigma'$ i $\tau'$ w fnnkcji od kąta $\alpha$; wartości największe $\sigma_{max}$ i $\tau_{max}$ oraz najmniejsze $\sigma_{min}$ i $\tau_{min}$ znajdziemy przyrównywując pierwsze pochodne do zera

$$\frac{d\,\sigma'}{d\,\alpha}=0; \qquad \frac{d\,\tau'}{d\,\alpha}=0$$

W danym wypadku interesują nas tylko skrajne wartości naprężenia normalnego $\sigma_{min}$ i $\sigma_{max}$ oraz kąt $\alpha$, charakteryzujący położenie odpowiedniego przekroju

$$\frac{d\,\sigma'}{d\,\alpha}=\sigma\sin 2\alpha-2\tau\cos 2\alpha=0$$

skąd kąt $\alpha$ przy którym $\sigma$ osiąga wartości skrajne określony jest przez równość

$$tg\ 2\alpha=\frac{2\tau}{\sigma} \quad . \ . \ . \ . \ (21)$$

Widzimy, iż w obrębie 360° równaniu temu odpowiadają 2 wartości $\alpha$ i $\alpha+\frac{\pi}{2}$ jednej z nich odpowiada $\sigma_{max}$ drugiej $\sigma_{min}$.

Posiłkując się równaniem 21 otrzymujemy

$$\left.\begin{aligned}\sin 2\alpha&=\pm\frac{tg\ 2\alpha}{\sqrt{1+tg^2\,2\alpha}}=\pm\frac{2\tau}{\sqrt{\sigma^2+4\tau^2}}\\ \cos 2\alpha&=\pm\frac{1}{\sqrt{1+tg^2\,2\alpha}}=\pm\frac{\sigma}{\sqrt{\sigma^2+4\tau^2}}\end{aligned}\right\} \quad (22)$$

wstawiając do pierwszego z równań (20) wartości dla $\sin 2\alpha$ i $\cos 2\alpha$ z równań (22) raz brane ze znakami — drugi raz ze znakami $+$ otrzymujemy

$$\left.\begin{aligned}\sigma_1&=\sigma_{max}=\frac{\sigma}{3}+\frac{1}{2}\sqrt{\sigma^2+4\tau^2}\\ \sigma_2&=\sigma_{min}=\frac{\sigma}{2}-\frac{1}{2}\sqrt{\sigma^2+4\tau^2}\end{aligned}\right\} \quad . \ (23)$$

Kierunek $\tau_{max}$ dzieli kąt pomiędzy $\sigma_{max}$ i $\sigma_{min}$ do połowy a wielkość $\tau_{max}$ równa się $\frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2}$

$$\tau_{max}=\frac{1}{2}\sqrt{\sigma^2+4\tau^2} \quad . \ . \ . \ . \ . \ (24)$$

Według hipotezy największego wydłużenia, miarodajne jest w obliczeniu wytrzymałościowem naprężenie sprowadzone (zredukowane) $\sigma_r=\sigma_{max}-\mu\,\sigma_{min}$, to jest wielkość

$$\sigma_r=(1-\mu)\frac{\sigma}{2}+(1+\mu)\sqrt{\frac{\sigma^2+4\tau^2}{2}} \quad . \ (25)$$

przyjmując $\mu=\frac{1}{3}$ lub $\mu=0{,}3$ otrzymujemy

$$\sigma_r=\frac{1}{3}\sigma+\frac{2}{3}\sqrt{\sigma^2+4\tau^2}$$

lub . . . (25a)

$$\sigma_r=0{,}35\,\sigma+0{,}65\sqrt{\sigma^2+4\tau^2}$$

W przypadku okrągłego wału, zginanego momentem $M_1$ i skręcanego momentem $M_2$ najniebezpieczniejszy punkt leży na powierzchni wału tak, ze względu na zginanie jakoteż i ze względu na skręcanie.

Dla tego punktu

$$\left.\begin{aligned}\sigma&=\frac{M_1 r}{J}=\frac{4M_1}{\pi r3}=\frac{M_1}{W}\\ \text{i}\quad \tau&=\frac{M_2 r}{J_p}=\frac{2M_2}{\pi r^3}=\frac{M_2}{2W}\end{aligned}\right\} \quad . \ . \ . \ (27)$$

gdzie $J$ i $J_p$ są momentami bezwładności przekroju kołowego: względem przechodzącej przez środek i względem środka przekroju, a w tem $W$ jest modułem przekroju poprzecznego (momentem wytrzymałości) i dla przekroju kołowego równa się

$$W=\frac{\pi d^3}{32}=\frac{\pi r^3}{4}.$$

Wstawiając do równań (23) wartości dla $\sigma$ i $\tau$ z równań (26) wyrazimy wielkość naprężeń głównych, zapomocą momentów zginającego i skręcającego w najniebezpieczniejszych (zewnętrznych) punktach wału narażonego jednocześnie na zginanie i skręcanie

$$\left.\begin{aligned}\sigma_1&=\frac{M_1}{2W}+\frac{1}{2W}\sqrt{M_1^2+M_1^2}=\\ &=\frac{1}{2W}\left(M_1+\sqrt{M_1^2+M_2^2}\right)\\ \sigma_2&=\frac{M_1}{2W}-\frac{1}{2W}\sqrt{M_1^2+M_2^2}=\\ &=\frac{1}{2W}\left(M_1-\sqrt{M_1^2+M_2^2}\right)\end{aligned}\right\} \quad . \ . \ . \ (27)$$

Jak widzimy z wzorów (27), naprężenia główne wywołane jednoczesnem zginaniem i skręcaniem okrągłych wałów są takie same, jakieby powstały przy czystem zginaniu (przy działaniu pary sił) fikcyjnym momentem pary sił.

$$M=\frac{1}{2}\left(M_1\pm\sqrt{M_1+M_2}\right)$$

Formując naprężenie sprowadzone (zredukowane)

$$\sigma=\sigma_1-\mu\,\sigma_2$$

i posiłkując się wzorami (26) mamy dla $\mu=\frac{1}{3}$ lub $\mu=0{,}3$;

$$\sigma_r=\frac{1}{W}\left(\frac{1}{3}M_1+\frac{2}{2}\sqrt{M_1^2+M_2^2}\right)$$

lub . (28)

$$\sigma_r=\frac{1}{W}\left(0{,}35\,M_1+0{,}65\sqrt{M_1^2+M_2^2}\right)$$

*(d. c. n.)*

# OBLICZANIE SPOŁCZYNNIKA WYTRZYMAŁOŚCI WZGLĘDNEJ „Z" WALCZAKÓW KOTŁÓW PAROWYCH.

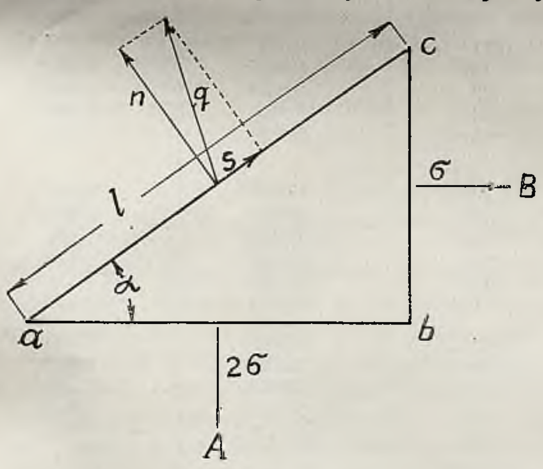
Przy obliczaniu grubości ścianek walczaków kotłów parowych, narażonych na ciśnienie wewnętrzne, podług znanego wzoru:

$$g = \frac{p. D. x.}{200\, R\, z} + c \quad . \; . \; . \; . \; . \; (1)$$

w którym oznacza:

$g$ — grubość blachy w *mm*;
$p$ — największe ciśnienie względne (robocze) *atn*;
$D$ — największą wewnętrzną średnicę walczaka w *mm*;
$x$ — stopień bezpieczeństwa;
$R$ — obliczeniową wytrzymałość materjału na rozerwanie w $kg/mm^2$;
$z$ — spółczynnik osłabienia materjału,
$c$ — stała,

uwzględniamy osłabienie materjału wskutek wywierconych otworów na nity i rury przez spółczynnik „$z$", przyjmując w obliczeniu jego wartość najmniejszą, czyli największe osłabienie materjału. Punktem wyjścia dla wzoru powyższego są naprężenia obwodowe w walczaku, które są — jak wiadomo — dwa razy większe od osiowych. Jeśli naprężenia obwodowe wynoszą $2\sigma$, a osiowe $\sigma$, to w przekrojach, nachylonych




Rys. 1.

do osi kotła pod kątem $\alpha$ wielkość naprężenia leżeć będzie w granicach od $\sigma$ do $2\sigma$, zależnie od wartości kąta $\alpha$. W celu określenia tego naprężenia wycinamy z walczaka kotła kawałek blachy o kształcie trójkąta prostokątnego (*rys. 1*) o grubości ścianki $g$. W kierunku $A$ działa naprężenie obwodowe $2\sigma$, a kierunku B naprężenie osiowe $\sigma$. W przekroju $ac$, nachylonym do osi walczaka pod kątem $\alpha$, działa naprężenie $q$, które rozkładamy na styczne $s$ i prostopadłe do przekroju $ac$ naprężenie normalne $n$. Siły działające prostopadle do poszczególnych boków trójkąta $abc$ wynoszą:

prostopadle do boku $ac$ : $n. l. g.$
„ „ „ $ab$ : $2\sigma. g. l \cos\alpha$
„ „ „ $bc$ : $\sigma. g. l \sin\alpha$.

Z warunku rzutów wszystkich działających sił na kierunek siły $n. l. g.$ otrzymujemy następujące równanie:

$$n. l\, g. = 2\sigma. g. l \cos\alpha. \cos\alpha + \sigma. g. l. \sin\alpha \sin\alpha = \\ = 2\sigma. g. l \cos^2\alpha + \sigma\, g. l \sin^2\alpha.$$

Po uproszczeniu otrzymujemy:

$$n = 2\sigma \cos^2\alpha + \sigma \sin^2\alpha$$

lub też

$$n = \sigma\, (\cos^2\alpha + 1) \quad . \; . \; . \; . \; (2).$$

Jest to wzór na obliczenie naprężeń rozciągających w przekrojach nachylonych do osi walczaka pod kątem $\alpha$. Zgodnie z tem co wyżej powiedziano dla $\alpha = 0$ (naprężenie obwodowe) otrzymujemy jako wynik $2\sigma$, dla $\alpha = 90^0$ (naprężenie osiowe) wynik $\sigma$.

Wielkość naprężeń w materjale walczaka jest miarodajna do obliczenia grubości ścianek. Wzór (1), odnoszący się do naprężeń obwodowych, trzebaby odpowiednio zmieniać, jeślibyśmy chcieli obliczać grubość blachy walczaka w innych przekrojach. Zwykle jednak samą postać wzoru pozostawiamy bez zmiany, zaś tę wspomnianą zmianę naprężeń uwzględniamy w spółczynniku „$z$", uwzględniającym osłabienie materjału wskutek otworów na rury i nity. Dla podłużnego szwu nitowanego na zakładkę i dla otworów, biegnących w kierunku osi walczaka, wartość spółczynnika „$z$" określa wzór:

$$z = \frac{t - d}{t} \quad . \; . \; , \; . \; . \; . \; . \; . \; (3)$$

w którym oznacza (*rys.* 2):

$t$ — podziałkę otworów w *mm*,
$d$ — średnicę otworów w *mm*;

a dla szwu poprzecznego i otworów biegnących prostopadle do osi walczaka spółczynnik „$z$", uwzględniając o połowę mniejsze naprężenie osiowe, będzie wynosił:

$$z = 2\, \frac{t - d}{t} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (4)$$

Ponieważ naprężenia obwodowe mają się do naprężeń w przekrojach skośnych, jak:

$$\frac{2\sigma}{\sigma\ (\cos^2\alpha + 1)} = \frac{2}{\cos^2\alpha + 1}$$

więc też wartość spółczynnika „$z$" dla przekrojów skośnych do osi walczaka wyrazi się wzorem

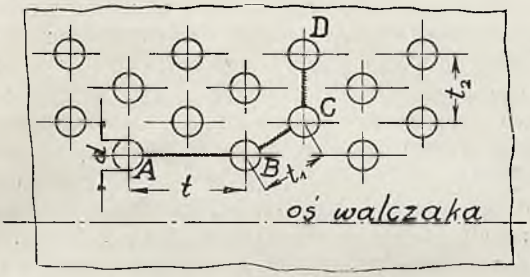
$$z = \frac{t - d}{t} \cdot \frac{2}{\cos^2\alpha + 1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (5)$$

z którego dla $\alpha = 0$ otrzymujemy wzór (3), dla $\alpha = 90^0$ wzór (4).

W celu uproszczenia rachunku w obliczaniu spółczynnika „z" dla skośnych przekrojów walczaka, zestawiono w poniższej tabeli wartości wyrażenia $\frac{2}{\cos^2 \alpha + 1}$ z wzoru (5) dla $\alpha = 0^0$ do $90^0$, przyczem ze względów praktycznych podano w pierwszym rzędzie sinusy kątów, które łatwiej otrzymać drogą pomiaru, aniżeli same kąty, zaś w następnym rzędzie wielkości odnośnych kątów w stopniach.

| Sinus kąta nachylenia $\alpha$ | Wartość kąta nachylenia $\alpha$ w stopn. | Wartość wyrażenia $= \frac{2}{\cos^2 \alpha + 1}$ | Sinus kąta nachylenia $\alpha$ | Wartość kąta nachylenia $\alpha$ w stopn. | Wartość wyrażenia $= \frac{2}{\cos^2 \alpha + 1}$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 0,01 | 0°34' | 1,000 | 0,51 | 30°40' | 1,149 |
| 02 | 1°09' | 1,000 | 52 | 31°20' | 1,156 |
| 03 | 1°43' | 1,000 | 53 | 32°00' | 1.163 |
| 04 | 2°18' | 1,001 | 54 | 32°41' | 1,171 |
| 05 | 2°52' | 1,001 | 55 | 33°22' | 1,178 |
| 0,06 | 3°26' | 1,002 | 0,56 | 34°03' | 1,185 |
| 07 | 4°01' | 1,002 | 57 | 34°45' | 1,194 |
| 08 | 4°35' | 1,003 | 58 | 35°27' | 1,202 |
| 09 | 5°10' | 1,004 | 59 | 36°09' | 1.211 |
| 10 | 5°44' | 1,005 | 60 | 36°52' | 1,220 |
| 0,11 | 6°19' | 1,006 | 0,61 | 37°35' | 1,229 |
| 12 | 6°54' | 1,007 | 62 | 38°19' | 1,238 |
| 13 | 7°28' | 1,009 | 63 | 39°03' | 1,248 |
| 14 | 8°03' | 1,010 | 64 | 39°48' | 1,258 |
| 15 | 8°38' | 1,011 | 65 | 40°32' | 1,268 |
| 0,16 | 9°12' | 1,013 | 0,66 | 41°18' | 1,278 |
| 17 | 9°47' | 1,015 | 67 | 42°04' | 1,289 |
| 18 | 10°22' | 1,016 | 68 | 42°51' | 1,301 |
| 19 | 10°57' | 1,018 | 69 | 43°38' | 1,312 |
| 20 | 11°32' | 1,020 | 70 | 44°26' | 1,325 |
| 0,21 | 12°07' | 1,023 | 0.71 | 45°14' | 1,337 |
| 22 | 12°43' | 1,025 | 72 | 46°03' | 1,350 |
| 23 | 13°18' | 1,027 | 73 | 46°53' | 1,363 |
| 24 | 13°53' | 1,030 | 74 | 47°44' | 1,377 |
| 25 | 14°29' | 1,032 | 75 | 48°35' | 1,391 |
| 0,26 | 15°04' | 1,035 | 0,76 | 49°28' | 1,406 |
| 27 | 15°40' | 1,038 | 77 | 50°21' | 1.421 |
| 28 | 16°16' | 1,041 | 78 | 51°16' | 1,437 |
| 29 | 16°51' | 1,044 | 79 | 52°11' | 1,454 |
| 30 | 17°27' | 1,047 | 80 | 53°08' | 1,471 |
| 0,31 | 18°04' | 1,050 | 0,81 | 54°06' | 1,488 |
| 32 | 18°40' | 1,054 | 82 | 55°05' | 1,506 |
| 33 | 19°16' | 1,058 | 83 | 56°06' | 1,525 |
| 34 | 19°53' | 1.061 | 84 | 57°08' | 1,545 |
| 35 | 20°29' | 1,065 | 85 | 58°13' | 1,566 |
| 0,36 | 21°06' | 1.069 | 0,86 | 59°19' | 1,587 |
| 37 | 21°43' | 1,073 | 87 | 60°28' | 1,609 |
| 38 | 22°20' | 1.078 | 88 | 61°39' | 1,632 |
| 39 | 22°57' | 1,082 | 89 | 62°52' | 1,656 |
| 40 | 23°35' | 1,087 | 90 | 64°09' | 1,681 |
| 0,41 | 24°12' | 1,092 | 0.91 | 65°30' | 1,707 |
| 42 | 24°50' | 1.097 | 92 | 66°56' | 1.734 |
| 43 | 25°28' | 1,102 | 93 | 68°26' | 1,762 |
| 44 | 26°06' | 1,107 | 94 | 70°03' | 1,792 |
| 45 | 26°45' | 1,113 | 95 | 71°48' | 1,822 |
| 0,46 | 27°23' | 1,118 | 0,96 | 73°44' | 1,855 |
| 47 | 28°02' | 1,124 | 97 | 75°56' | 1,888 |
| 48 | 28°41' | 1,130 | 98 | 78°31' | 1,924 |
| 49 | 29°20' | 1,136 | 99 | 81°54' | 1,961 |
| 50 | 30°00' | 1.143 | 1,00 | 90°00' | 2,000 |

*Rys.* 2 przedstawia układ otworów dla rur w walczakach kotłów parowych, W celu znalezienia najmniejszego spółczynnika „$z$“ należy obliczyć ten współczynnik dla poszczególnych przekrojów $A—B$, $B—C$ i $C—D$.




Rys. 2.

Przyjmując: $t=350$ *mm*, $t_1=200$ *mm*, $t_2=200$ *mm*, $d=84$ *mm* mamy:

w przekroju: $A — B$:

$$z = \frac{t-d}{t} = \frac{350-84}{350} = \frac{266}{350}$$

$$z = 0{,}76.$$

w przekroju $B — C$:

$$z_1 = \frac{t_1 - d}{t_1} \cdot \frac{2}{\cos^2 \alpha + 1}$$

Dla podanych wymiarów na rys. 2.

$$\sin \alpha = \frac{100}{200} = 0{,}5 \text{ czyli } \alpha = 30^0.$$

Z tabeli odczytujemy, że dla $\sin \alpha = 0{,}5$ wyrażenie $\frac{2}{\cos^2 \alpha + 1}$ ma wartość 1,143

$$\text{czyli } z_1 = \frac{200-84}{200} \, 1.143 = 0{,}58 \, . \, 1{,}143$$

$$z_1 = 0{,}663$$

wreszcie w przekroju $C — D$:

$$z_2 = \frac{t_2 - d}{t_2} \cdot \frac{2}{\cos^2 \alpha + 1} \text{ dla } \alpha = 90^0$$

$$z_2 = 2 \, \frac{t_2 - d}{t_2} = 2 \, \frac{200 - 84}{200}$$

$$z_2 = 1{,}16$$

Z tego przykładu widzimy, że w omawianym wypadku wartość spółczynnika „$z$“ jest najmniejsza w przekroju skośnym $B — C$ i dla obliczenia grubości ścianek walczaka podług wzoru (1) ona będzie miarodajna. Podana tabela w znacznej mierze ułatwia obliczanie spółczynnika „$z$“ w przekrojach nachylonych do osi walczaka.

*R. M.*

# NOWE WYDAWNICTWA.

Inż. *Stanisław Felsz.* „Gospodarka cieplna na parowozie i w kotłowni“. Warszawa. 1929. Zw. Zaw. Maszynistów Kolejowych.

*Bohdan Gimbut.* Techniczna ocena i badania maszyn elektrycznych zapomocą prób i pomiarów. Katowice 1929.

*Dr. Stefan Namysłowski* „Oleje izolacyjne dla celów elektrotechnicznych“. Toruń 1929. Pomorska Elektrownia Krajowa „Gródek“ S. A.

„Memorjały firmy W. A. Harriman & Co., Inc.“ w sprawie zarzutów przeciwko projektowi uprawnienia elektryfikacyjnego tejże firmy. Warszawa. 1929.

„Nowoczesne kierunki w budowie elektrowni“. Cykl odczytów. Warszawa. 1929.

Warunki techniczne odbioru silników spalinowych. Warszawa 1929. Księgarnia Techniczna.

„Zagadnienie paliwa spirytusowego w Polsce“. Praca zbiorowa. Warszawa. 1929. Rada Naczelna Przemysłu Gorzelń Rolniczych w Polsce.

# KRONIKA TECHNICZNA.

## EKSPLOZJE KOTŁÓW W NIEMCZECH W R. 1928.*)

Na terenie Rzeszy Niemieckiej wydarzyły się w roku 1928 cztery eksplozje kotłów. W dwóch wypadkach powodem eksplozji był brak wody w kotle, w pozostałych dwóch — zużycie kotła. Wskutek eksplozji poniosło śmierć osiem osób, a sześć zostało lekko rannych. Bliższe dane o uszkodzonych kotłach są następujące:

1. — Leżący kocioł dwupłomienicowy, zbudowany w r. 1905. na ciśnienie robocze 10 *atn*, o powierzchni ogrzewanej 95 m² i powierzchni rusztu 5,61 m², pracował w kopalni węgla kamiennego Gersdorf, gwarectwa Gottessegen w Lugau. Przy wybuchu została rozerwana na pierwszem dzwonie płomienica z blachy falistej do połowy swego obwodu o długości 800 mm wzdłuż i wszerz. Na miejscach rozerwanej płomienicy widać było lekkie wyżarcia. Obmurowanie kotła zostało całkowicie zniszczone. Wybuch spowodował brak wody w kotle. —

2 — Kocioł dwupłomienicowy, zbudowany w r. 1905, o powierzchni ogrzewanej 60 m², powierzchni rusztu 1,89 m² na ciśnienie robocze 8,5 *atn* eksplodował z powodu wyżarć płomienicy, powstałych wskutek wysokiej zawartości chloru w wodzie zasilającej. W kotle tym, pracującym w f-ce wapna H. Gräper'a w dobrach Neu-Lethe w Oldenburgu, została oderwana lewa płomienica na pierwszem dzwonie poza szwem poprzecznym ściany czołowej. Obmurowanie kotła i budynek zostały zniszczone.

3. — Brak wody w kotle spowodował eksplozję kotła dwupłomienicowsgo, zbudowanego w r. 1905 na ciśnienie robocze 10 *atn*, o powierzchni ogrzewalnej 82 m² i powierzchni rusztu 3,4 m² opalanego węglem brunatnym. Przy eksplozji w f-ce gipsu G. George w Alt-Morschen został rozerwany szew, łączący prawą płomienicę ze ścianą czołową.

Obmurowanie zostało zniszczone. —

4. — Leżący kocioł dwupłomienicowy, zbudowany w r. 1895, o powierzchni ogrzewalnej 85 m², powierzchni rusztu 4,68 m², na ciśnienie robocze 8 *atn*, służył do wytwarzania pary dla silnika i do ogrzewania i gotowania. W czasie eksplozji w browarze National-Jürgens A. G. w Braunschweig zostało wklęśnięte pierwsze dzwono prawej płomienicy i w dwuch miejscach rozerwane. Obmurze paleniska zewnętrznego i tylna ściana zostały wyrzucone. Powodem eksplozji było silne wyżarcie materjału wskutek za dużej zawartości chloru w wodzie zasilającej.

*R. M.*

*) Por. V. D. I. 1929 Nr. 41.

# Prof. Dr. STEFAN LÖFFELER

(WSPOMNIENIE POŚMIERTNE)

Dnia 22 października b. r. po długich i ciężkich cierpieniach rozstał się z tym światem prof. Stephan Löffler wybitny specjalista w zakresie zastosowań pary wysokoprężnej. Zmarły urodził się w miejscowości Steinau na Śląsku i po ukończeniu studjów na Związkowej Politechnice w Zurychu doktoryzował się w r. 1901 na uniwersytecie w Zurychu. Do roku 1903 zajmował stanowisko asystenta przy katedrze prof. Kammerera w Wyższej Szkole Technicznej w Berlinie. Następnie do 1908 roku Zmarły pracował w zakładach Witkowickich w Czechosłowacji oraz w stoczni Ansaldo w Genui. W 1908 r. powraca prof. Löffler do Wyższej Szkoły Technicznej w Berlinie i zajmuje tutaj stanowisko spółpracownika prof. Riedlera pracując w nowoutworzonym zakładzie badawczzym dla pojazdów mechanicznych. Pomiędzy innemi skonstruował Zmarły próbną stację rolkową dla badania takich pojazdów. Od 1912 r. znajduje stanowisko docenta maszyn roboczych o ruchu obrotowym i dostaje nominację na profesora zwyczajnego, poczem aż do 1922 r. prowadzi wykłady w zakresie silników spalinowych i wirujących maszyn roboczych.

Niezależnie od prac powyższych zajmował się Zmarły konstrukcją instalacji i części maszyn pracujących pod ciśnieniem do 100 *atn* i przy temperaturze od 400° do 500°C Prace te prowadzi w porozumieniu z Dr. Bergiusem dla potrzeb instalacji przeznaczonej do upłynniania Prace te składają Zmarłego do badań dotyczących usprawnienia instalacyj parowych przy pomocy stosowania pary wysokiego ciśnienia i temperatury. Pierwsze w tym kierunku projekty zostały zrealizowane w 1924 r. w Wiedeńskiej Fabryce Parowozów. Kocioł parowy wysokoprężny syst. Löfflera ustawiony został również w Witkowicach. Zakłady te zamierzają postawić dalsze dwa kotły tego typu. W dn 29 stycznia br. na zaproszenie Warszawskiego Towarzystwa Politechnicznego wygłosił Zmarły w Politechnice Warszawskiej odczyt poświęcony zastosowaniom technicznym pary wysokoprężnej. Odczyt ten streszczony został w *Technice Cieplnej* na str. 30—32 bieżącego rocznika.

---

# PRZEGLĄD WYTWÓRCZOŚCI.

Prof. Inż. ROMAN DAWIDOWSKI, Kraków.

## CZYSZCZENIE WODY KOTŁOWEJ ZE SZCZEGÓLNEM UWZGLĘDNIENIEM KOTŁÓW WYSOKOPRĘŻNYCH.

Wiadomą jest rzeczą, że woda używana do zasilania kotłów nigdy nie jest tak czystą, ażeby można powiedzieć, że przysposobienie wody jest zbyteczne i nie przynosi korzyści dla ekonomji względnie bezpieczeństwa kotła. Nawet tak prawie chemicznie czysta i destylowanej równa woda, jak deszczówka, wchłania chciwiej, aniżeli każda inna woda, gazy, które według nowych badań dość znacznie nadżerają blachę kotłów, a więc nawet ta woda nie powinna być używana do kotłów bez poprzedniego oczyszczenia z gazów i zalkalizowania.

Przeważnie mamy do dyspozycji wodę naturalną, z której osady w kotle w postaci kamienia kotłowego są powszechnie znane. Nowsze badania wykazują jeszcze dobitniej szkodliwość tego rodzaju osadów, a mianowicie przeprowadzone przez prof. Eberle i inż Holzhauera [1]) pomiary przewodnictwa ciepła wykazały, że spółczynnik przewodnictwa ciepła wynosi:

| | |
|---|---|
| dla kamienia kotłowego o składzie przeważnie wapniowym | 0,2 — 2 *Kal*/*m*², godz °*C* |
| dla kamienia o składzie przeważnie gipsowym | 0,6 — 1,5 „ „ |
| dla kamienia o składzie przeważnie krzemowym | 0,2 — 0,07 „ „ |

zależnie od gęstości kamienia, a więc albo mamy kamień kotłowy lity i zwarty, który lepiej przewodzi, natomiast trudniej da się usunąć przy czyszczeniu kotła, lub też tworzą się kamienie kotłowe porowate, łatwiejsze do odbicia, te jednak są najbardziej szkodliwe z powodu swych izolacyjnych własności.

Jeżeli porównamy przewodnictwo cieplne żelaza, które wynosi 40 — 70 *kal*/*m*² godz. °*C*, czyli średnio 50 *kal*/*m*² godz. °*C* to otrzymamy, że kamień kotłowy grubości 1 *cm* stawia opór przewodzeniu ciepła jak żelazo grubości podanej w tabeli poniższej (Tab. I).

TABELA I.

| Kamień kotłowy o składzie przeważnie | 1 *cm* grubości odpowiada grubości żelaza |
|---|---|
| krzemowym | 250 — 714 *cm* |
| gipsowym | 83 — 33 *cm* |
| wapniowym | 25 — 250 *cm* |

Z tego wynika, że *kocioł zanieczyszczony kamieniem 10 mm grubości* o składzie przeważnie krzemionkowym *działa tak, jak gdyby miał ściany z 7 metrowego żelaza.* Praktyczne dane potwierdzają powyższe wyniki i np. inż. Pradel [2]) stwierdził praktycznie pomiarami ma podrzewaczu wody, że kamień o składzie przeważnie wapniowym 6 do 7 *mm* grubości spowodował 5,5% do 6% większe zużycie paliwa. Wobec tego czyszczenie wody praktycznie prawie zawsze opłaca się już choćby tylko ze względu na zużycie paliwa, ponieważ licząc okrągło i w przybliżeniu, że 1 *tn* węgla w cenie 20 — 30 zł. odparowuje około 6 $m^3$ wody, której czyszczenie kosztuje około 0,5 groszy na 1° twardości i 1 $m^3$, czyli przy przeciętnej twardości wody 15° niem, koszty oczyszczania wody na 1 *tn* węgla wynoszą około 45 groszy, a zatem już przy zaoszczędzeniu 2% paliwa po cenie

$$(20 - 30)\ 0{,}02 = 0{,}40 \text{ do } 0{,}60 \text{ zł.}$$

koszty czyszczenia wody, przypadającej na 1 *tn* węgla, znajdują całkowite pokrycie.

---

[1]) Archiv f. Wärmewirtschaft u. Dampfkesselwesen 1928 str. 171.

[2]) Feuerungstechnik 1913, str. 99.

Przytem nieuwzględnione są dalsze i to poważniejsze korzyści czyszczenia wody, jak:

1) Ubytek kosztów czyszczenia kotłów z kamienia

2) Uniknięcie skaleczenia kotłów przy zbijaniu kamienia kotłowego

3) Bezpieczeństwo ruchu.

Pozycja trzecia powinna być najpoważniejszym powodem starannego czyszczenia wody, gdyż doświadczenie uczy, że niejednokrotnie niezwykle słabe warstwy kamienia kotłowego bywały powodem lokalnego przegrzania blach kotłowych. Z przeprowadzonych pomiarów prof. Eberle'go i inż. Holzhauer'a wynika też, że co do lokalnego przegrzania blach kamień kotłowy wapienny i gipsowy jest nieco mniej niebezpieczny, natomiast kamień krzemowy może już nawet przy grubości 0,2 *mm* spowodować lokalne rozżarzenie, a zatem i przepalenie blachy.

Jeśli mianowicie pominiemy nieznany opór przenikania ciepła z kamienia do wody, to przy temperaturze wody $t_w = 210\ ^0C$ i przy kamieniu krzemionkowym o grubości $\delta = 0,2\ mm$ oraz spółczynniku przewodzenia $\lambda = 0,1\ Kal/m^2$ godz. $^0C$, ściana wewnętrzna blachy kotłowej może z łatwością dojść do temperatury

$$t_z = Q \frac{\delta}{\lambda} + t_w = 810^0\ C$$

gdzie $Q$ jest to ilość ciepła w kal., przenikająca w 1 godz. przez 1 $m^2$ powierzchni ogrzewalnej kotła, dochodząca do 300000 $Kal/m^2/godz\ ^0C$.

Doniosłość czyszczenia wody natrafia też na coraz większe zrozumienie w sferach zawodowych i np. w Niemczech okólnik rozesłany przez Związek właścicieli większych kotłowni [3]) wykazał, że wśród członków Związku na 2849 kotłowni zaledwie 235 nie czyściło wody, natomiast

| | | |
|---|---|---|
| w 235 | kotłowniach | filtrowano wodę |
| „ 1562 | „ | czyszczono systemem wapienno-sodowym |
| „ 539 | „ | czyszczono nowym systemem Neckar |
| „ 235 | „ | czyszczono systemem permutytowym |

Niemniej a może nawet i gorliwiej zajmują się sprawą czyszczenia wody sfery zawodowe i innych krajów i tak np. w Ameryce [4]) połączyły się Związki American Society of Mechanical Engineers, Natonal Electric Light Association, American Water Works Association, American Railway Engineering Association, American Boiler Manufacturers Association oraz American Society for Testing Materials w jeden wydział, posiadający 9 komisyj, które mają opracować działy, jak filtrowanie wody, chemiczne czyszczenie wody, elektrolityczne czyszczenie wody, destylatory i odgazowywacze wody, korozje, przeparowanie wody z miejskich wodociągów, normowanie analiz wody kotłowej, przegląd literatury o czyszczeniu wody. Prace komisji obliczone są na lat pięć. Jak z jednej strony korzyść, a raczej nieodzowność czyszczenia wody kotłowej jest rzeczą powszechnie znaną, to jednak pewien stopień nieufności, z jakim tu i owdzie można się spotkać w odniesieniu do aparatów oczyszczających wodę, ma częściowo swoje uzasadnienie.

Przypisać to należy metodzie wyboru aparatów do czyszczenia wody, co do której pomija się jedynie racjonalną drogę zasięgnięcia opinji wytrawnych fachowców i zakupuje się zazwyczaj aparaty podług wzorów sąsiednich lub lepiej znanych kotłowni, przyczem nie uwzględnia się w zupełności lub też dostatecznie ściśle warunków własnej kotłowni.

Wśród kierowników kotłowni spotykamy często zawziętych zwolenników tego lub owego systemu oczszczania wody i tego rodzaju opinja, oparta na jednostronnych przesłankach, nie uwzględnia szczególnych lokalnych warunków wody, która niejednokrotnie w jednej i tej samej miejscowości ma zupełnie odmienny skład, a zatem zawsze musi być co do wyboru systemu czyszczenia wody indywidualnie traktowaną.

Jak wspomniano, zazwyczaj mamy do dyspozycji wodę rzeczną, źródlaną lub zaskórną (studzienną) i wody te zawsze zawierają zanieczyszczenia w postaci rozpuszczonych soli, gazów lub delikatnych zawiesin. Woda rzeczna jest naogół miększa, aniżeli woda źródlana, posiada jednak zazwyczaj więcej zanieczyszczeń zawiesinowych. Główniejsze zanieczyszczenia, znajdujące się w każdej wodzie, możemy podzielić na następujące grupy:

TABELA 2

| Rozpuszczone gazy | Ciężko rozpuszczalne składniki tworzywa kamienia | Lekko rozpuszczalne sole | Produkty lokalnych zanieczyszczeń |
|---|---|---|---|
| Dwutlenek węgla $CO_2$<br>Tlen $O_2$<br>Azot $N_2$ | Węglan wapnia $CaCO_3$<br>Węglan magnezu $MgCO_3$<br>Gips $CaSO_4$<br>Krzemionka $SiO_2$<br>Tlenek glinu $Al_2O_3$<br>Węglan żelazawy $FeCO_3$ | Sól kuchenna $NaCl$<br>Chlorek wapnia $CaCl_2$<br>Chlorek magnezu $MgCl_2$<br>Siarczan magnezu $MgSO_4$ | Amonjak $NH_3$<br>Kwas azotawy $N_2O_3$<br>Kwas azotowy $N_2O_5$<br>Organiczne substancje |

Węglany wapnia i magnezu znajdują się w wodzie właściwie jako dwuwęglany $CaH_2(CO_3)_2$ oraz $MgH_2(CO_3)_2$, które przy temperaturze wrzenia wody rozpadają się na podane w tabeli ciężko rozpuszczalne węglany przy równoczesnym wydzielaniu kwasu węglowego $CO_2$.

Stosownie do stopnia zanieczyszczenia nazywamy wodę twardą lub miękką i tu rozróżniamy trzy twardości:

1) Przemijającą lub czasową, spowodowaną zawartością dwuwęglanów wapnia lub magnezu. Twardość tą nazywają także alkaliczną albo węglanową.

2) Trwałą, zwaną także niewęglanową lub twardością kwasów mineralnych, względnie pozostałą lub też siarczanową twardością, spowodowaną głównie zawartością gipsu, a także częściowo i innych soli poza węglanami.

3) Całkowitą twardość albo ogólną, która równa się sumie obu poprzednich twardości.

Twardość oznaczamy stopniami twardości, a mianowicie: $1^0$ niemiecki twardości odpowiada zawartości 10 miligramów $CaO$ w 1 litrze wody, czyli 1 części $CaO$ na 100.000 części wody. Stopni francuskich i angielskich podstawą nie jest tlenek wapnia, lecz węglan wapnia, czyli tabela przeliczeń stopni jest następująca:

TABELA 3

| Stopnie | Oznaczenie | Odpowiada |
|---|---|---|
| $1^0$ niem. twardości | 1 St.T.N. | 10 $mg\ CaO$ w 1 litrze wody |
| $1^0$ francuski „ | 1 St.T F. | 10 $mg\ CaCo_3$ „ „ „ |
| $1^0$ angielski „ | 1 St.T A. | 10 $mg\ CaCo_3$ w 0,7 litr. wod. |
| $1^0$ niemiecki „ | 1 St.T.N. | 1,25 angielskich St.T. |
| $1^0$ niemiecki „ | 1 St.T.N. | 1,79 francuskich St.T. |
| 0.8 St T.N. | | 1 St.T.A. |
| 0,8 St.T.N. | | 1,43 St.T.F. |
| 0,56 St.T.N. | | 0,7 St.T.A. |
| 0,56 St.T.N. | | 1 St.T.F. |

---

[3]) Czasopismo V. D. I. 1925 str. 1279.

[4]) Mechanical Engineering, wrzesień 1927.

Twardość wody obejmuje nietylko tlenek względnie węglan wapnia lecz wszystkie inne składniki wody, które należy przeliczyć podług ciężaru drobinowego na równowartość tlenku wapnia i dodać do twardości wapniowej. Jeśli mamy np. magnezję o ciężarze drobinowym 40, wówczas przeliczamy na tlenek wapnia o ciężarze 56 — według stosunku ciężarów drobinowych $\frac{40}{56} = 0{,}714$; t.zn. 1° T.N. magnezji odpowiada 0,714 miligramom $MgO$ w litrze wody, czyli ilość znalezionych miligramów magnezji należy pomnożyć przez $\frac{56}{40} = 1{,}4$; ażeby otrzymać twardość w stopniach tlenku wapnia.

Następująca tabela zawiera przeliczenia ważniejszych związków, znajdujących się w wodzie, na twardość tlenku wapnia w St.T.N.

TABELA 4.

| Nazwa | Znak chemiczny | Ciężar drobin. zaokr. | 1 St.T.N. odpowiada gramom w 100 litrach |
|---|---|---|---|
| Wapno | $CaO$ | 56 | 1 $CaO$ |
| Magnezja | $MgO$ | 40 | 0,714 $MgO$ |
| Dwutlenek węgla | $CO_2$ | 44 | 0,786 $CO_2$ |
| Węglan wapnia | $CaCO_3$ | 100 | 1,79 $CaCO_3$ |
| Kwas siarczany | $SO_3$ | 80 | 1,428 $SO_3$ |
| Dwuwęglan wapnia | $CaH_2(CO_3)_2$ | 162 | 2,89 $CaH_2(CO_3)_2$ |
| Gips | $CaSO_4$ | 136 | 2,43 $CaSO_4$ |
| Siarczan magnezu | $MgSO_4$ | 120 | 2,14 $MgSO_4$ |
| Węglan magnezu | $MgCO_3$ | 84 | 1,50 $MgCO_3$ |
| Dwuwęglan magnezu | $MgH_2(CO_3)_2$ | 146 | 2,61 $MgH_2(CO_3)_2$ |
| Krzemionka | $SiO_2$ | 60 | 1,07 $SiO_2$ |

Według stopni twardości klasyfikujemy wodę, jak następuje:

| | |
|---|---|
| poniżej 5 St. T. N. | bardzo miękka |
| od 5 do 10 „ „ „ | miękka |
| „ 10 „ 20 „ „ „ | średnio twarda |
| „ 20 „ 30 „ „ „ | twarda |
| ponad 30 „ „ „ | bardzo twarda |

Zadaniem chemicznego czyszczenia wody jest przeprowadzenie części rozpuszczalnych, względnie przy podgrzaniu łatwo wydzielających się, w zupełnie lekko rozpuszczalne lub też w zupełnie nierozpuszczalne i wydzielenie tych ostatnich przed wprowadzeniem wody do kotła. Wyjątek stanowi krzemionka $SiO_2$, którą można przeprowadzić tylko w średnio rozpuszczalny związek krzemianu sodowego, czyli koncentracja tego związku musi być utrzymaną stale w kotle na pewnym poziomie, gwarantującym rozpuszczalność. Stąd też pochodzi trudność w wydzieleniu z wody najniebezpieczniejszego tworzywa kamienia kotłowego, jakiem jest bezsprzecznie krzemionka i to zupełnie pewnie osiągnąć dotąd można jedynie zapoa mocą systemu Neckar, jak to w dalszym ciągu dowiedzione zostanie. Z innych składników np. pierwszego typu, t. j. przeprowadzonych z ciężko rozpuszczalnych w zupełnie lekko rozpuszczalne, można przytoczyć jako przykład gips, który jest właściwie w wodzie prawie nierozpuszczalny, albowiem według Marignac'a 100 części wody może zawierać zaledwie następującą ilość rozpuszczonego gipsu.

TABELA 5.

| temperatura °C | ilość gipsu |
|---|---|
| 0 | 0,241 |
| 18 | 0,259 |
| 24 | 0,265 |
| 32 | 0,269 |
| 38 | 0,272 |
| 41 | 0,269 |
| 53 | 0,266 |
| 72 | 0,255 |
| 86 | 0,239 |
| 90 | 0,222 |

A zatem już samo podgrzanie wody, a szczególnie odparowanie wody powoduje obniżenie stopnia rozpuszczalności gipsu, który wskutek tego musi się wydzielić jako kamień kotłowy.

Przez dodanie sody zamieniamy gips na zupełnie nierozpuszczalny węglan wapnia i sól glauberską

$$CaSO_4 + Na_2CO_3 = CaCO_3 + Na_2SO_4$$

która jest całkowicie rozpuszczalna w wodzie i nie tworzy żadnych osadów. Do składników drugiego typu, t. j. łatwo rozkładających się w wodzie na składniki nierozpuszczalne i z tego względu przeprowadzonych przez czyszczenie w składniki nierozpuszczalne, należą np. dwuwęglany wapnia i magnezu, które przez dodanie wapna zamieniają się na zupełnie nierozpuszczalne węglany wapnia i magnezu

$$CaH_2(CO_3)_2 + Ca(OH)_2 = 2CaCO_3 + 2H_2O$$

$$MgH_2(CO_3)_2 + Ca(OH)_2 = CaCO_3 + MgCO_3 + 2H_2O$$

zamiast zatem rozłożenia dwuwęglanu wapnia i magnezu w kotle

$$CaH_2(CO_3)_2 = CaCO_3 + CO_2 + H_2O$$

przez podgrzanie wody, wskutek czego powstaje kamień kotłowy $CaCO_3$ oraz szkodliwy dla blach kotłowych $CO_2$, czynimy to przed kotłem w aparacie do czyszczenia wody.

Ten dotychczasowy sposób przedstawiania tworzenia się kamienia kotłowego zapomoca wzorów chemicznych okazał się niedostatecznym dla wyjaśnienia szczegółów tworzenia się kamienia kotłowego, ponieważ według nowszych badań np. Stumper'a [5]) okazuje się, że tworzenie się kamienia kotłowego jest niezmiernie skomplikowanym wynikiem wielu równoczesnych przebiegów fizyczno-chemicznych oraz elektro i termochemicznych które, oparte na nowoczesnem pojęciu dyssocjacji, dają się zapomocą teorji jonów częściowo przedstawić.

Czysto chemiczne wzory nie wyjaśniają nam dlaczego np. wody stosunkowo miękkie wydzielaja kamień kotłowy gipsowy silniej i kamień ten jest wardy, podczas gdy w innym wypadku gips osadza się w kotle jako luźny namuł. Te komplikacje w tworzeniu się kamienia kotłowego są też powodem, że dostosowanie aparatu, oczyszczającego wodę do jej składu, wymaga wielkiego doświadczenia, nie da się obliczyć zapomocą zwykłych wzorów chemicznych i, jak to doświadczenie uczy, da się prawie zawsze przeprowadzić, lecz tylko przez wypróbowanych specjalistów w tej dziedzinie.

Obecnie poważniejsze firmy przyjmują pełną gwarancję za nietworzenie się kamienia kotłowego i ten sposób najpewniej chroni od nabycia nieodpowiednich urządzeń do czyszczenia wody, a w każdym razie pewniej prowadzi do celu, aniżeli, jak to zazwyczaj ma miejsce, przetrawianie teorji oczyszczenie wody dla zakupu jednego aparatu. W dalszym ciągu przedstawione zostaną przykłady aparatów do czyszczenia wody i to trzy najgłówniejsze typy, jak o tem świadczy powyżej podana statystyka aparatów, podana przez Związek właścicieli większych kotłowni w Niemczech.

## SYSTEM WAPIENNO-SODOWY.

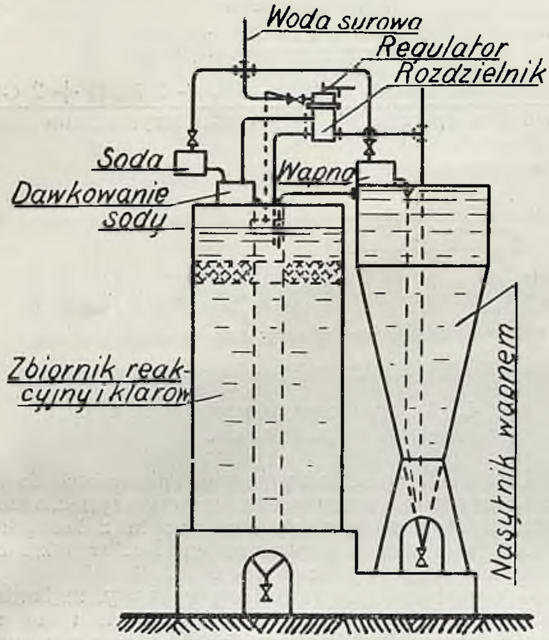
Do roku 1907 znany był jedynie system wapienno-sodowy, który polegał na użyciu wapna i sody jako odczynników odczyszczających.

Według rys. 1 woda surowa przechodzi w pierwszej części przez rozdzielnik do środkowej rury zbiornika reakcyjnego, a tylko część tej wody surowej odgałęzia się z rozdzielnika do nasytnika, skąd po nasyceniu wapnem przechodzi jako odczynnik wapienny również do zbiornika reakcyjnego. W zbiorniku reakcyjnym woda surowa w po-

[5]) Archiv f. Wärmewirtschaft 1927 str. 271.

łączeniu z sodą i mlekiem wapiennem spływa rurą środkową w dół, a następnie na boki zbiornika i po przejściu przez wkreskowany na rys. 1 w zbiorniku reakcyjnym filtr, odprowadzoną zostaje do kotłów.

Reakcje jakie zachodzą w tym aparacie są następujące:




Rys. 1. System wapienno-sodowy.

$$\underset{\text{gips}}{Ca\,SO_4} + \underset{\text{soda}}{Na_2\,CO_3} = \underset{\text{wapień}}{Ca\,Co_3} + \underset{\text{sól glauberska}}{Na_2\,SO_4}$$

$$\underset{\text{siarczan magnezu}}{Mg\,SO_4} + \underset{\text{soda}}{Na_2\,CO_3} = \underset{\text{węglan magnezu}}{Mg\,CO_3} + \underset{\text{sól glauberska}}{Na_2\,SO_4}$$

$$\underset{\text{chlorek magnezu}}{Mg\,Cl_2} + \underset{\text{soda}}{Na_2\,Cl_2} = \underset{\text{węglan magnezu}}{Mg\,CO_3} + \underset{\text{sól kuchenna}}{2\,Na_2\,Cl}$$

$$\underset{\text{dwuwęglan wapnia}}{Ca\,H_2\,(CO_3)_2} + \underset{\text{wapno}}{Ca\,O_2\,H_2} = \underset{\text{wapień}}{2\,Ca\,CO_3} + \underset{\text{woda}}{2\,H_2\,O}$$

$$\underset{\text{dwuwęglan magnezu}}{Mg\,H_2\,(CO_3)_2} + \underset{\text{wapno}}{Ca\,O_2\,H_2} = \underset{\text{wapień}}{Ca\,CO_3} + \underset{\text{węglan magnezu}}{Mg\,CO_3} + \underset{\text{woda}}{2\,H_2\,O}$$

Pomieważ tym systemem przy przybliżonem dawkowaniu chemikalji nie można było osiągnąć zupełnego usunięcia składników twardości, przeto częsty upust namułu wydmuchiwanie kotła) był nieodzowny. Ponadto w kotle gromadzą się znaczne ilości soli wprawdzie zupełnie rozpuszczonych i nieszkodliwych dla blach kotła, jednak sam proces paro wania mógłby przy zbytniem zagęszczeniu soli w kotle ucierpieć.

Wobec tego uważa się zagęszczenie 2° Beaumé (około 20 *kg* soli kuchennej na 1 m³ wody) jako górną granicę, czyli z kotła oprócz namułu trzeba upuszczać tyle wody, ażeby zagęszczenie soli ponad 2° Beaumé nie nastąpiło.

Przy wodzie o 40° T. N. przypada na 1 m³ wody 1 *kg* soli rozpuszczonych w kotle, czyli w kole o 50 m³ zawartości wody osiągnie się koncentrację 2° Beaumé po dwudziestokrotnem odparowaniu zawartości, coby przy kotle odparowującym 15 m³/godz. nastąpiło po 67 godzinach, czyli w trzech dniach 24 godzinnych. Po tych trzech dniach dla utrzymania zagęszczenia poniżej 2° Beaumé należałoby tyle wody odprowadzać, ile lekko rozpuszczalnych *kg* soli wchodzi do kotła czyli w powyższym przykładzie około 15 *kg*/godz. soli, czyli 150 *kg*/godz. wody.

Te obydwa niedomagania zwykłego systemu wapienno-sodowego eliminuje ulepszenie tego systemu przez dodanie urządzenia Neckar, służącego do samoczynnego odwodu namułu z kotłów według rys. 2. — W urządzeniu tem w miejscu ręcznego upustu namułu, uchodzi w spodzie kotła rurką i dowolnie nastawianym wentylem stale pewna ilość wody oraz cały namuł do aparatu podgrzewającego wodę surową, gdzie woda upustowa kotła przez rozprężenie paruje, ażeby się następnie skroplić w kondensatorze. Systemem tym zatem oprócz stałego samoczynnego odwodu namułu z kotła i możności nastawienia kotła na dowolne ściśle nieprzekraczalne zagęszczenie soli odzyskuje się także:

1) prawie całe ciepło upuszczonego namułu i wody oraz rozczynu,

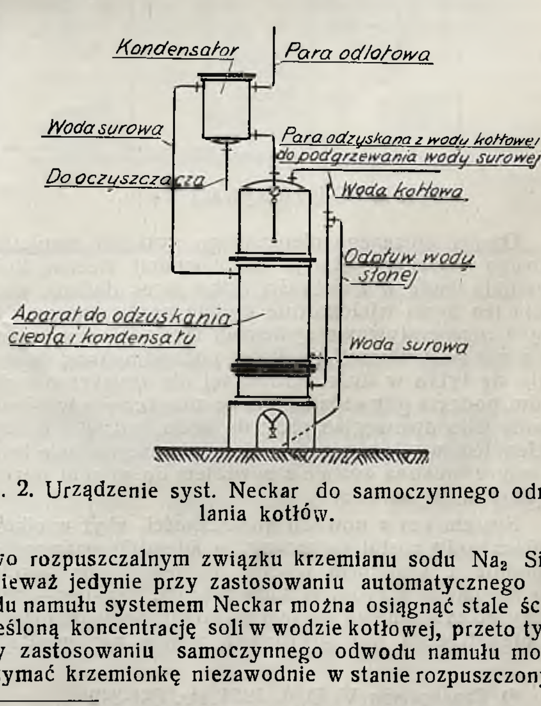
2) znaczną ilość upuszczonej wody w formie skondensowanego destylatu,

3) odpada zupełnie nieprzyjemne i zwłaszcza przy kotłach o wyższej prężności nader niebezpieczne wydmuchiwanie kotła,

4) oczyszczenie wody do 0 ~ 1° T. N. w porównaniu z dawnym systemem wapienno-sodowym, który oczyszczał do 3 — 4° T. N. Sam odzysk ciepła stanowi poważną rubrykę, wynosi bowiem przy 300 dniach pracy á 24 godzin dla powyższego przykładu w roku 300×24×750*kg* wody × (200 . 7 — 10) = 1029.780.000 *kal* przy prężności w kotle 14 *atn* oraz 10° C temperatury wody surowej. W węglu wynosi to około 205.956 *kg* oszczędności, czyli 20 wagonów 10 tonowych o wartości około 8000 zł.

Ponadto system Neckar zawiera aparat do samoczynnego dawkowania chemikalji przy nierówmomiernym dopływie wody, przez co unika się nadmiernego zużycia chemikalji i przesycenia niemi wody.

Ten system samoczynnego odwodu namułu umożliwia też, że jedynie systemem Neckar można unieszkodliwić zupełnie najniebezpieczniejsze tworzywo kamienia kotłowego t. j. krzemionkę, która tylko w pewnej ściśle określonej koncentracji soli i alkaliczności wody pozostaje w średnio




Rys. 2. Urządzenie syst. Neckar do samoczynnego odmulania kotłów.

łatwo rozpuszczalnym związku krzemianu sodu $Na_2\ SiO_3$. Ponieważ jedynie przy zastosowaniu automatycznego odwodu namułu systemem Neckar można osiągnąć stale ściśle określoną koncentrację soli w wodzie kotłowej, przeto tylko przy zastosowaniu samoczynnego odwodu namułu można utrzymać krzemionkę niezawodnie w stanie rozpuszczonym.

[5]) Archiw f. Warmewirtschaft 1927 str. 127

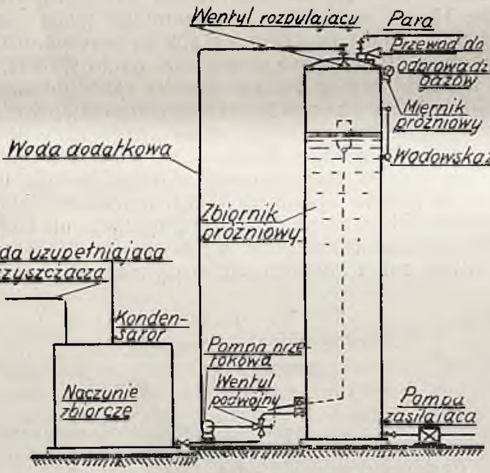
Te walory systemu Neckar uwydatniają się w rozpowszechnieniu tego systemu według powyżej podanej statystyki Związku właścicieli większych kotłowni w Niemczech, gdzie, jeśli się weźmie pod uwagę stosunkowo niedługi okres istnienia tego systemu, dojdziemy, po potrąceniu starszych urządzeń wapienno-sodowych, do konkluzji, że w nowym okresie czasu system Neckar jest najwięcej rozpowszechniony. Z tego też powodu spotyka się system ten z niezwykle przychylną oceną na poważniejszych zebraniach fachowych i tak np. w odczycie o nowościach w maszynowych urządzeniach nawierzchniowych górnictwa, dyrektor Lwowski[6]) na zjeździe okręgowym inżynierów w Essen podniósł,

że nowością jest t. zw. system Neckar, który zapomocą trwałego odmulania kotła szczególnie dobre wyniki wydaje.

Zalety tego systemu polegają na tem, że wydzielającemu się w kotle namułowi nie zezwala na osadzenie się, lecz tenże zaraz po wytworzeniu się i to trwale odwodzi się do oczyszczacza, przyczem wykorzystuje się tak w wodzie namułowej zawarte ciepło, jak też i tamże znajdującą się sodę do oczyszczania wody surowej. Firma Filip Müller w Stuttgarcie posuwa się nawet tak daleko, że obejmuje gwarancję za nietworzenie się kamienia kotłowego i zwraca cały kapitał inwestycyjny wraz z 5% odsetkami, jeśli ten warunek nie zostanie dopełniony.

Na rocznem zebraniu głównej stacji dla gospodarki cieplnej w Berlinie inż. Zschirmer [7]) w swym referacie podkreślił, że:

system Neckar odtwardnia wodę dobrze, odmula kotły w stopniu bardzo wysokim i zaoszczędza na wapnie.




Rys. 3. Odgazowywacz wody.

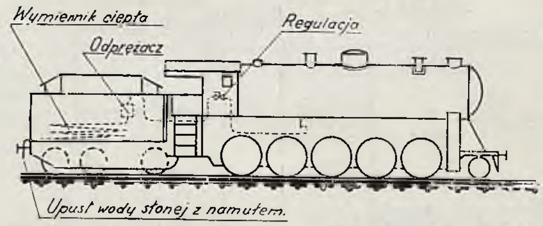
Oprócz opisanego ulepszonego systemu wapienno-sodowego „Neckar" istnieje także aparat Neckar, który odtwardnia wodę w zupełności tylko przez dodanie sody. System ten bywa wielokrotnie mylnie porównywany z tak zwanym regeneratywnym systemem wynalezionym w roku 1888 przez prof. Rossel'a, a który polegał na tem, że sodę dodaje się tylko w ilości potrzebnej dla zmiękczenia siarczanów, podczas gdy soda zużyta do zmiękczenia węglanów wchodzi jako dwuwęglan sody do kotła, gdzie z wolnym dwutlenkiem węgla regeneruje się ponownie na sodę i jako taka odprowadzoną zostaje z powrotem do aparatu oczyszczającego wodę surową.

System ten z powodu konieczności zbyt wielkiego nadmiaru sody został zarzucony, a identyfikowanym jest on błędnie z systemem Neckar, ponieważ oba systemy tylko zapomocą przydawki sody pracują. System czysto sodowy Neckar polega na tem że do rozkładu dwuwęglanów niepotrzebna jest przydawka wapna, ponieważ ilość ciepła odzyskana z odwodu namułu jest tak znaczna, że podgrzewa dostatecznie wodę surową, wskutek czego dwuwęglany bez dodatku wapna jedynie przez podgrzanie rozkładają się na nierozpuszczalne węglany.

Proces rozkładu jest następujący:

$$\underbrace{Ca\,H_2\,(CO_3)_2 + Ca\,SO_4 + Mg\,H_2\,(CO_3)_2 + Mg\,SO_4}_{\text{zanieczyszczenie}} + \underbrace{2\,Na_2\,CO_3}_{\text{soda}} + \text{ciepło} =$$

$$= \underbrace{Ca\,CO_3 + 2\,Mg\,CO_3}_{\text{namuł w aparacie}} + \underbrace{2\,Na_2\,SO_4 + 2\,H_2\,O + 2\,CO_2}_{\text{części rozpuszczalne}}$$




Rys. 4. Automatyczne odprowadzanie namułu w parowozach.

Urządzenie do samoczynnego odmulania kotła da się także do innych celów z powodzeniem wykorzystać, a mianowicie bądźto energję wypływową namułu z kotła, lub też parę upustu namułu zużywa system Neckar także do uruchomienia odgazowywaczy wody.

Jak wiadomo, nowsze badania wykazały, że bardzo poważnym szkodnikiem dla blach kotłowych i rur są wchłonięte w każdej wodzie gazy, jak tlen i kwas węglowy. Odgazowywanie wody polega na stworzeniu próżni w stojącym zbiorniku widocznym na rys. 3, w którym ponad wodą kotłową stwarza się próżnię, bądźto przez odsysanie gazów zapomocą smoczka, lub też przez skroplenie pewnej ilości pary. Do tego celu stosuje Neckar smoczki pędzone przepływającym do chłodni namułem, lub też wykorzystuje parę pozostałą z rozprężenia wody kotłowej, uchodzącej wraz z namułem, wskutek czego koszty odgazowywania ograniczają się właściwie tylko do nabycia stosunkowo prostej, a zatem niedrogiej konstrukcji odgazowywacza. Także w parowozach, gdzie stacyjne aparaty do oczyszczania wody są lub nie są w użyciu, oddaje urządzenie do samoczynnego odmulania kotłów dobre usługi, a mianowicie, zastępuje częściowo aparaty do czyszczenia wody, względnie je uzupełnia, ponieważ aparat według rys. 4 prosty i niekosztowny nie dopuszcza do osadzenia się namułu w kotle, lecz namuł ten stale odprowadza, a przytem ciepłem namułu oraz upuszczanej z namułem wody podgrzewa w zbiorniku wodę surową, jak to szczegółowo podają opisy w literaturze. [8]) Rys. 5 przedstawia kompletne urządzenie do czyszczenia wody, gdzie znajdujemy kombinację oczyszczacza wapienno-sodowego systemu Neckar z odgazowywaniem wody oraz z samoczynnym odwodem namułu kotłowego i nadmiaru soli, których ciepło oraz zawartość wody odzyskuje się w 90%, używając tak ciepła jak i energji wylotowej częściowo do podgrzewania wody surowej oraz częściowo do odgazowywania wody. Do zilustrowania sposobu działania tego rodzaju oczyszczacza wody, posłużyć może następujący przykład.

Kotłownia o prężności 40 atn, ma do dyspozycji wodę o następującym składzie:

| | | |
|---|---|---|
| Wapno ($CaO$) | 0.089 | *g/lit* |
| Magnezja ($MgO$) | 0,045 | „ |
| Kwas siarczany ($SO_3$) | 0,197 | „ |
| Kwas węglowy ($CO_2$) półzwiązany | 0,044 | „ |
| „ „ ($CO_2$) wolny | 0,052 | „ |
| Chlor ($Cl$) | 0,085 | „ |
| Krzemionka ($SiO_2$) | 0,008 | „ |

*(c. d. n.)*

[6]) Czasopismo V. D. I. 1921 str. 841-842

[7]) Czasopismo V. D. I. 1922 str. 1030

[8]) Czasopismo techniczne, Lwów 1928